

석유화학 플랜트의 배관계 설계기준에 대한 연구

민선규*, 최명진**

A Study on Design Criteria of Piping System in Petrochemical Plant

Sun Kuo Min*, and Myung Jin Choi**

ABSTRACT

Largely, there are three kinds of the design criteria of piping system in petrochemical plant. The first is on the pipe thickness in accordance with the design pressure of piping system. The second is on the static state evaluation by thermal growth and the other is on the dynamic evaluation by piping vibration. According to the ASME B31.3 code, the internal pressure design thickness for straight pipe shall be calculated as a code formula. And the static design by thermal displacement is defined 7000 cycles of fatigue life in operating the piping system with a design condition. However, the dynamic design evaluation in comparative with small displacements of high frequencies to the static condition has not established clearly the method, yet. So, this study purposes to present the trial of a proposal of dynamic design criterion on the basis of static design method.

Key Words : Design criteria (설계기준), Plant life (플랜트 수명), Fatigue failure (피로파괴), Allowable stress range (허용응력범위), Steady state vibration (정상상태진동), Transient vibration (과도진동), Screening velocity criterion (진동속도 여과 기준), Natural frequency (고유 진동수), Forcing frequency (가진 진동수), Resonance range (공진범위)

1. 서론

1.1 연구 배경

석유화학 플랜트 설계에서 배관계는 플랜트 공정상 필요로 하는 온도 및 압력조건을 유지하면서 배관내의 작동유체를 운송시킴으로써, 플랜트의 성과물을 생산하는 열관과도 같은 기능을 한다. 이러한 배관계를 설계할 경우 다음과 같은 몇 가지를 설계에 반영하여야 한다. 우선, 안전성을 고려한 설계가 되어야 한다. 주어진 설계조건인 온도와 압력에서 운전될 때, 보장되어야 할 기본 조건이 통상 플랜트 수명을 20년 기준으로 안전하게 설계되어야 한다.

다. 다음으로, 플랜트 전체적인 비용을 절감할 수 있는 경제성을 고려한 설계가 요구되며, 그밖에 운전시 작동유체 및 보수를 위한 공간 확보 및 미관 등을 고려한 설계가 반영되어야 한다. ^{1), 2), 3), 4)}

1.2 연구 동향 및 목적

석유화학 플랜트의 설계 시 배관계의 설계기준은 크게 세 가지로 구분하여 적용된다. 먼저, 배관계의 설계압력조건에 의한 배관두께의 설계기준이 있으며, 다음으로 배관계의 설계온도 조건으로 운전시 발생하는 열 변위에 의한 허용응력을 설계기준으로 적용한다. 또한, 배관계가 운전할 때 발

2002년 2월 15일 접수

* 경희대학교 대학원 기계공학과 박사과정

** 경희대학교 기계산업시스템공학부 교수

생하는 배관진동에 의한 허용치를 배관 설계기준으로 적용하는 경우가 있다. ASME B31.3 Code 에 따르면, 직관의 경우 압력에 의한 배관두께의 설계는 설계압력과 재질의 허용응력의 함수로 표현되며, 열 변위에 의한 정적인 거동의 허용응력 평가는 통상, 20 년 동안 하루에 한번씩 운전하는 것을 고려하여 7000 사이클을 피로파괴에 의한 배관 설계기준으로 제시하고 있다.⁵⁾ 한편, 배관진동에 의한 동적인 거동에서의 진동설계기준은 ASME OM-1987, Part 3 에서 원자력 발전설비의 배관계통에 대한 진동허용 기준을 진동속도 여과 기준치 (Screening velocity criterion)로 제시하고 있으며, 펌프를 포함한 기기류에 대한 진동평가 기준으로는 ISO 에서 대형 회전기기의 기계진동에 대하여 Standard 로 제정한 ISO 3945 에서 "고정된 대형기기의 허용 기준치"를 제시하고 있다.^{6),7)} 이와 같이, 석유화학 플랜트에서 배관진동에 대한 연구는 여러 방향으로 진행되고 있으나, 공인된 설계기준이 정립되어 있지 않은 상태이며, 이론적 배경도 확실하지 않은 상태이다. 따라서, 본 논문에서는 정적인 설계이론을 근거로 동적인 설계기준을 확립하여, 석유화학 플랜트의 배관설계를 위한 경제적이고 효율적인 방안을 제시하고자 한다.

2. 배관 설계 기준

석유화학 플랜트의 배관설계 시 설계기준에 대해서 살펴보면, 설계압력에 의한 배관두께의 설계기준, 열변형에 의한 정적인 설계기준 및 배관진동에 의한 동적인 설계기준으로 구분하여 다음과 같이 고려할 수 있다.

2.1 설계압력에 의한 배관두께의 설계

일반적인 배관계의 두께는 ASME B31.3 에 의하면, 다음의 식으로 계산된다.⁵⁾

$$t = P D / 2 (SE + PY)$$

여기서, t: 배관 두께
 P: 배관계의 내부 압력
 D: 배관의 외경
 S: 설계온도에 따른 재질의 허용응력
 E: 배관재질에 의한 quality factor
 Y: 온도 및 재질에 의한 계수

2.2 열변형에 의한 설계

2.2.1 설계 기준의 배경

배관계의 피로시험을 통해서 Markl 은 직선배관을 기준으로 배관형상에 따른 응력집중계수에 대한 개념을 아래와 같이 정의하였다.⁸⁾

$$N = (245,000 / iS)^5$$

여기서, N: 파괴에 이르는 응력의 반복횟수
 i: 응력집중계수
 S: 내구 응력

2.2.2 ASME B31.3 Code 의 응력 계산

Code 에 따르면, 배관설계의 제반 조건들에 의해서 배관계에 발생하는 응력은 다음의 식으로 계산된다.⁵⁾

$$S_E = (S_b^2 + 4 S_t^2)^{0.5}$$

$$S_b = [(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2]^{0.5} / Z$$

여기서, S_E: 계산에 의한 변위 응력범위
 S_b: 굽힘 응력
 S_t: 비틀림 응력 (= Mt / 2Z)
 Z: 배관 단면 계수
 i_i, i_o: inplane, outplane 에서의 응력 집중계수
 M_i, M_o: inplane, outplane 에서의 굽힘 모멘트

한편, 열 변위에 의한 허용응력 범위는 다음과 같이 정의하고 있다.⁵⁾

$$S_A = f (1.25 S_c + 0.25 S_h)$$

$$f = 6.0 (N)^{-0.2} \leq 1.0$$

$$N = N_E + \sum (r_i^5 N_i), i=1,2,\dots,n$$

$$r_i = S_i / S_E$$

여기서, S_A: 변위에 의한 허용응력 범위
 f: 응력범위의 감소 계수
 S_c: 배관재질의 최소온도에 대한 응력
 S_h: 배관재질의 최대온도에 대한 응력
 N: 배관계의 수명기간 동안의 운전횟수
 N_E: 계산된 최대 변위(S_E)의 응력범위로 운전하는 횟수
 N_i: 변위에 의한 응력범위(S_i)로 운전되는 횟수

S_i : S_E 보다 작게 계산된 변위의 응력범위
 S_E : 배관계에 대해서 계산된 최대 변위에 의한 응력범위

2.3 동적 거동에 의한 설계

2.3.1 정상상태 및 과도한 배관진동 설계

배관진동에 의한 동적인 해석은 설계단계에서 진동을 고려하여 설계하는 방법과 시운전 단계에서 진동을 측정하여 해석하는 방법의 두 가지가 있다. 배관 진동현상은 진동 발생인자에 따라서 그 종류가 너무 다양하여 설계단계에서 진동발생을 예측하여 설계에 반영하기가 쉽지 않다. 또한, 수많은 배관 진동모드에 따라서 거동양상과 설계방안이 다르게 되므로 설계단계에서 모든 진동모드를 반영한 설계는 지나치게 보수적인 설계가 되기도 한다.

한편, 배관진동의 형태는 정상상태의 진동과 과도한 동적진동의 두 가지 형태로 구분된다. ASME Code Section III 에 따르면, 정상상태의 배관진동에 대해서는 배관설계 및 배관지지에 의해서 진동을 최소화하여 허용한계의 진동범위 내에서 설계하여야 하며, 과도한 동적 배관진동의 경우에는 배관계의 외적, 내적인 힘으로 야기되는 충격하중을 배관설계에 고려하여야 한다.⁹⁾

상대적으로 긴 주기가 반복적으로 발생하는 진동형태가 정상상태의 배관 진동이며, 회전 또는 왕복동 기기와 같이 기기 자체의 진동이나, 유체의 압력에 의한 맥동이 배관계에 작동하여 발생하는 진동형태가 있으며, Vortex shedding 과 같은 유체유발에 의한 진동, 바람에 의한 진동형태 등이 정상상태의 배관진동에 속한다. 또한, 상대적으로 짧은 주기로 진동이 발생하며, 배관계의 축 방향으로 커다란 주파수와 하중이 작용하는 과도한 진동형태에는 수격현상에 의한 배관진동, Safety Valve 나 Relief Valve 의 작동에 의한 배관진동 등이 있다.

2.3.2 배관 진동형태에 의한 설계

현재까지 배관진동에 의한 동적인 설계기준은 정적인 설계기준과 같이, 이론 및 실험에 의해서 구체적으로 제시하여 확립한 연구는 미진한 상태이다. 이는 배관진동의 종류가 다양하고 진동실험 자체가 힘들며, 진동실험의 결과를 모든 배관진동

에 일률적으로 적용하기가 쉽지 않기 때문이다. 따라서, 배관계와 관련된 기기를 중심으로 기기의 원활한 작동을 위한 배관진동 범위를 제시하거나, 진동으로 인한 응력을 안전한 범위의 설계기준으로 제시하는 정도이다.¹⁰⁾ 일반적으로, 다음과 같이 배관계의 구성특성에 따라서 설계기준을 각기 다르게 적용하고 있다.

일반 배관계에서 발생하는 배관진동의 경우, 진동을 주기적인 조화진동으로 고려하여 배관 재질의 내구 응력을 설계기준으로 평가하기도 한다. 또는, 배관진동을 동적인 응력함수로 고려하여 진동의 허용범위를 진동 주파수와 진동의 진폭으로 <Fig. 1>과 같이 적용하기도 한다.^{11), 12)}

한편, ASME OM-1987, part 3 의 App. D 에 따르면, 일반 원자력 발전설비 배관의 허용 진동속도는 배관의 형상, 경계조건에 따라서 달라지며 진동속도여과기준치를 다음과 같이 나타내고 있다.⁶⁾

$$V_{allow} = (C1 C4 / C3) \times (3.64 \times 10^{-3} / C2K2) \times \sigma_{allow}$$

여기서, V_{allow} : 허용 진동속도

$C1$: 집중하중 효과를 고려한 계수
 (=0.12, 안전한 설계조건)

$C4$: 끝단의 경계조건, 형상을 고려한 계수
 = 1.33 외팔보, 단순지지보인 경우
 = 0.83 배관형상이 U 형인 경우
 = 0.74 배관형상이 Z 형인 경우
 = 0.7 안전설계조건

$C3$: 배관의 유량, 단열재의 질량을 고려한 계수
 (=1.5, 안전한 설계조건)

$C2K2$: 응력 지수 (=4, 안전한 설계조건)

σ_{allow} : 재질의 허용응력

한편, 회전기기로 구성되는 배관계의 경우에는 배관계에 전달되는 진동은 조화함수로 표현되며, 이때 발생하는 주기적인 조화응력은 배관재질의 내구 응력을 기준으로 평가한다.¹¹⁾ 또는, 회전기기의 주파수와 배관계의 고유 주파수를 다음과 같은 범위로 설계기준에 적용하기도 한다.¹³⁾

$$F_p > 1.5 F_e$$

여기서, F_p : 배관계의 1 차 고유 진동수

F_e : 회전기기의 최대 주파수

또한, 왕복동 기기로 구성되는 배관진동의 경우에는 기기의 내연 엔진기관의 작동에 의한 가진 진동수는 다음의 식으로 계산되며, 배관계의 4 번째 고유 진동수를 가진 진동수범위 이상으로 하여 공진범위에서 벗어나도록 설계한다.¹⁴⁾

$$f_n > 4 f_{f1} = f_{f1} = 4 (RPM / 60)(N_c)(F_c)$$

여기서, f_n : 배관 고유 진동수

RPM: 최대엔진속도

f_{f1} : 가진 진동수

f_{f1} : 4 차 가진 진동수

N_c : 주 배관에 연결된 기기의 실린더 수

F_c : 작동 실린더 수

한편, 바람에 의해서 발생하는 배관계의 진동수는 다음의 식으로 구해지며, 아래와 같이 배관계의 고유 진동수와 비교하여 공진범위에서 벗어나도록 설계한다.¹⁴⁾

$$W = 0.19 (V / D)$$

$$0.5 > W / W_n > 1.3$$

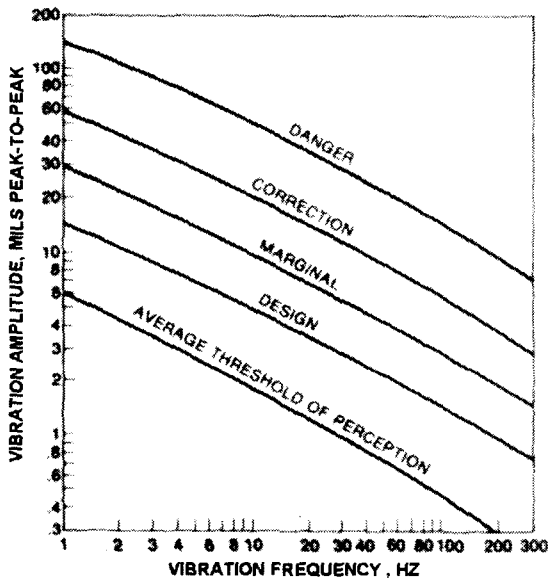


Fig. 1 Allowable Piping Vibration Levels

여기서, W_n : 배관계의 고유 진동수

W: 바람에 의한 Vortex shedding frequency

V: 바람의 속도

D: 배관의 외경

또한, 지진에 의한 배관진동은 USNRC Regulatory Guide 1.61 과 ASME Code Case N-411 에서 배관계의 Damping Value 를 0.01 에서 0.05 범위의 값을 설계에 적용하도록 제안하고 있으며, 아래의 <Fig. 2>와 <Fig. 3>과 같이 Damping Factor 에 따른 주파수와 속도에 대한 설계 응답선도를 제시하고 있다.¹⁵⁾

ASME B31.3 에 따르면, 허용응력의 1.33 배 값을 바람과 지진에 의한 설계기준으로 적용하도록 제시하고 있다.⁵⁾

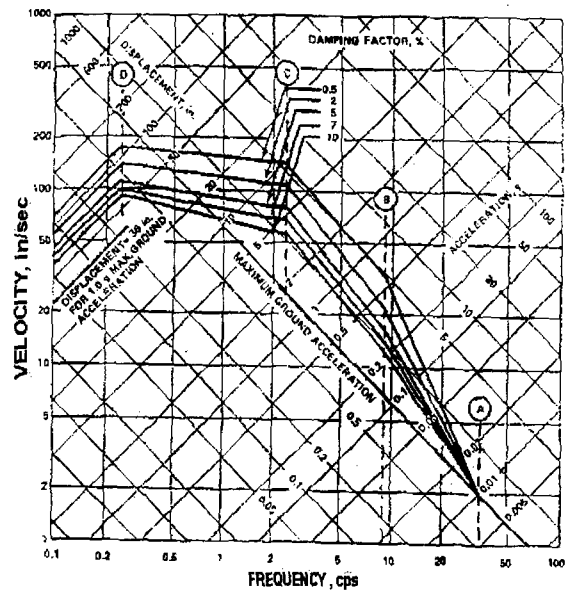


Fig. 2 Horizontal Design Response Spectra - Scaled to 1g Horizontal Ground Acceleration

3. 석유화학 플랜트의 배관설계

3.1 배관계의 구성

다음은 석유화학 공장의 배관계이며, <Fig. 4>와 같이 수소화합 냉각기 (E-763, Node No. 10 - 20)

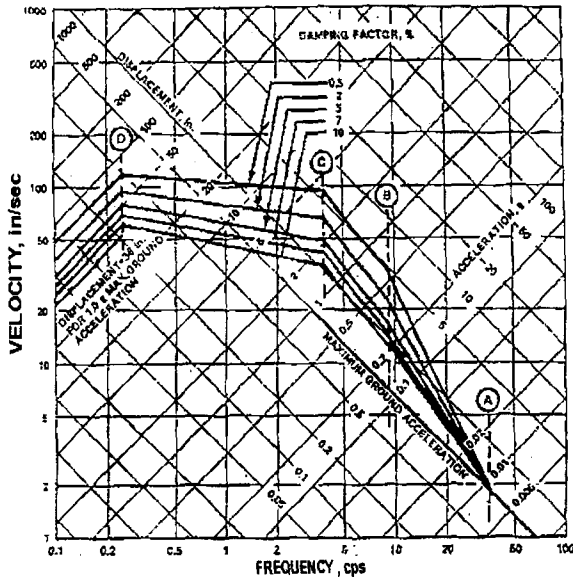


Fig. 3 Vertical Design Response Spectra - Scaled to 1g Horizontal Ground Acceleration

에서 유출된 유체가 수소화합을 위한 고압증발 저장기(D-762, Node No. 190 - 200)로 유입되는 과정에서, 수소 발생기(R-760)에서 공급되는 수소의 균일한 혼합을 위한 분사노즐이 <Fig. 6>과 같이 배관 내부에 설치되어 있다. 이때, 배관계는 <Fig. 5>와 같이 설치되어 있다.

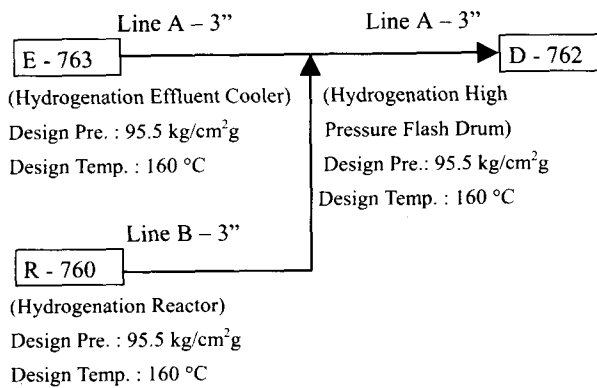


Fig. 4 Block Diagram of Piping System

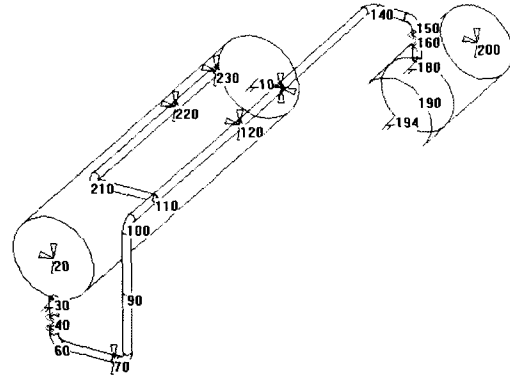


Fig. 5 Configuration of Piping System

여기서, 배관의 운전조건은 다음과 같다.

Line A-3" : 운전 온도 41°C, 운전 압력 78 (kg/cm²)

설계 온도 160°C, 설계 압력 95.5 (kg/cm²)

Line B-3" : 운전 온도 82°C, 운전 압력 82 (kg/cm²)

설계 온도 160°C, 설계 압력 95.5 (kg/cm²)

배관 재질은 모두 ASTM A335 P11 이며, 3" 배관의 외경 88.9 (mm), 두께 5.49 (mm)이며, 분출계 내부에 설치되는 2" 배관은 외경 60.33 (mm), 두께 3.91 (mm)이다. 한편, Node No. 70 에는 수직방향의 배관지지, Node No. 120, 130, 220, 230 에는 수직방향과 x 축 방향에 대한 배관지지 설치되어 있다. 여기서 배관지지의 설치와 관련한 정보는 <Appendix>에 소개되어 있다.

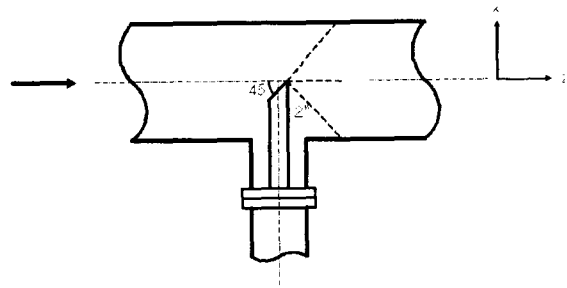


Fig. 6 Detail of Spray Injection Nozzle

3.2 설계기준의 적용 및 해석

상기의 설계조건으로 ASME B31.3 Code 에 의해서, 배관두께를 계산하면 2.95(mm)가 되므로 5.49(mm)의 두께는 충분히 안전함을 알 수 있다. 또한, 배관계의 열변위에 의한 응력해석을 배관

전용해석 Program 인 CAESAR II 를 사용하여 계산한 결과는 Node No. 60 에서 최대 응력값 344.6 (kg/cm²)이 발생하였다. 이때, Code 에서의 배관계 질에 대한 응력은 Sc = 1406 (kg/cm²), Sh = 1400 (kg/cm²)이며, 허용응력은 S_A = 1.25Sc + 0.25Sh = 2107.5 (kg/cm²)로 구해진다. 따라서, 배관계는 열변위에 의해서 발생하는 정적인 응력은 허용범위 내에서 안전함을 알 수 있다.

여기서, 배관계에 대한 고유진동수의 해석을 CAESAR II 를 사용하여 수행한 결과는 아래 <Table 1> 과 같다.

Table 1 Calculated Results of CAESAR II

Mode No.	Frequency (Hz)	Frequency (Radian/Sec)	Period (Sec)
1	9.819	61.693	0.102
2	16.101	101.167	0.062
3	22.939	144.129	0.044
4	26.671	167.582	0.037
5	34.116	214.360	0.029

한편, 현장으로부터 측정된 진동자료는 아래의 <Table 2>와 같다. 현장 측정자료를 기준으로 진동양상이 일치하는 배관계의 고유진동수를 알아내기 위해서 CAESAR II 에 의한 모드 해석을 실행하면, 제 1 차, 제 2 차 및 제 5 차 모우는 주 이동방향이 z 축 방향으로 현장의 진동양상과 상이하였으며, 제 3 차와 제 4 차 모우는 유사한 진동양상을 나타내고 있으나 거동의 상대적인 크기에서 제 4 차 고유 진동수가 현장의 진동양상과 유사함을 알 수 있었다. 또한, 이때 계산된 결과로부터 Node No. 60 에서 배관진동에 의한 최대응력 440.3 (kg/cm²)이 발생함을 알 수 있었다.

ASME Section III Code ¹⁶⁾ 로 부터 배관 재질에 대한 내구 응력은 878.75 (kg/cm²)이며, 진동에 의해서 발생하는 최대응력 440.3 (kg/cm²)이므로 약 50% 범위 내에서 안전함을 보이고 있다.

CAESAR II 의 계산 결과로부터, 1 차 고유 진동수 9.819 (Hz)에서 허용 진폭에 대한 설계기준은 <Fig. 1>에서 약 0.1214 (mm)이며, 5 차 고유 진동수 34.116 (Hz)에서 약 0.0633 (mm)이다. 특히, 현장의

Table 2 Measured Values of Piping Vibration in Field

Node No.	Displ.(p-p : micro-mm)			Velocity (cm / sec)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
60	25	5	17	0.21	0.03	0.14
80	45	10	192	0.27	0.12	0.88
90	210	0	510	0.98	0.00	2.10
100	420	110	750	1.20	0.45	3.30
110	320	40	0	0.80	0.55	0.00
120	160	65	0	0.90	0.11	0.00
130	175	11	0	1.00	0.12	0.00
140	150	33	500	0.60	0.15	2.10
150	70	9	150	0.34	0.07	0.75

진동양상과 일치하는 4 차 고유 진동수 26.671 (Hz)에서는 약 0.0759 (mm)를 나타내고 있다. 한편, 현장 자료로부터 최대 진폭은 Node No. 100 에서 0.867x10⁻³ (mm)를 나타내고 있다. 이는 4 차 고유 진동수와 비교하여, 약 1%의 범위 내에서 안전함을 알 수 있다.

ASME OM-1987, Part 3 의 Appendix D 의 방법에 의해서 허용 진동속도(V_{allow})는 2.58 (cm/sec)로 계산되었다. 한편, 현장 측정 자료로부터 Node No. 100 에서의 최대 진동속도는 3.54 (cm/sec)이므로 허용범위보다 약 137% 초과됨을 알 수 있다.

4. 결 론

상기와 같은 배관계에 대한 설계기준의 해석결과에 의해서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 배관두께의 계산은 ASME B31.3 Code 의 설계기준으로 충분함.
- 배관계의 열변형에 의한 해석은 현재까지의 많은 이론과 실험으로 그 결과와 상이한 반론의 여지가 없으나, 상기의 검토와 같이 동적인 해석에는 적용방법에 따라서 상당한 차이가 있음을 알 수 있다.
- 진동속도에 의한 평가방법의 경우에는 설계기준이 엄격한 원자력 플랜트의 설계기준을 화학 플랜트의 설계기준으로 적용함으로써 허용 진동속도보다 약 137% 초과하는 결과가 계산되었다.
- 내구 응력의 평가 및 진동수에 의한 진폭의

평가는 각각 허용기준의 약 50%와 1% 범위 내의 결과로 계산되었다. 이는 배관계가 충분히 안전한 설계범위 내에 있음을 보여주고 있다.

- 따라서, 석유화학 플랜트의 일반 배관설계에서 동적인 설계기준의 적용방법에 의해서 결과가 1% 에서 137%까지의 차이를 나타내고 있다. 이 결과는 경제적이고 효율적인 배관계의 동적 설계기준이 확립되어야 함을 의미하고 있다.

이상과 같은 연구결과로부터, 본 논문에서는 정적인 해석에서 사용되는 내구응력을 기준으로, 안전율을 고려한 0.8 배의 내구 응력을 석유화학 플랜트에서 일반 배관계의 동적인 설계기준으로 적용할 것을 제안하고자 한다.

참고 문헌

1. 민선규, 최명진, "플랜트 설계 시 배관진동을 유발하는 가진 함수의 수학적 모델링에 관한 연구," 한국정밀공학회 추계학술대회논문집, pp. 591 - 595, 2001.
2. 민선규, 최명진, 이동명, "수소 생산 플랜트에서 이상 유체 유동으로 인한 배관계의 진동," 한국시물레이션학회 추계 학술대회 논문집, pp. 128 - 131, 1997.
3. 최명진, 김재영, "초기 인장력을 고려한 파이프계의 자유진동 시물레이션," 한국시물레이션학회 논문지, 제 7 권, 제 2 호, pp. 105 - 114, 1998.12
4. 최명진, 박현용, "시물레이션에 의한 유체유동 굴곡 파이프의 지지점 변화에 따른 고유 진동수 고찰," 한국시물레이션학회 논문지, 제 7 권, 제 2 호, pp. 115 - 123, 1988.12
5. ASME B31.3, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, pp. 13 - 19, 1996.
6. ASME OM-1987, Operating and Maintenance of Nuclear Power Plants, American Society of Mechanical Engineers, 1987.
7. International Standard Organization, "Mechanical Vibration of Large Rotating Machines with Speed Range from 10 to 200 r/s - Measurement and Evaluation of Vibration Severity," Dec. 1985.

8. A.R.C. Markl, "Fatigue Tests of Piping Components," Pressure Vessels and Piping, ASME, Vol. 2, pp. 1148 - 1164, 1972.
9. Olson, D.E., "Vibration of Piping Systems," Pressure Vessels and Piping : Design Technology - A Decade of Progress, pp. 449 - 461, 1982.
10. "부하추종에 따른 원전안전성 연구 (II) (부하추종에 따른 배관 및 대형기기 진동분석)," 한진기술연구원 원자력연구소, 1988.
11. "CAESAR II Technical Reference Manual," C.A.E Eng'g S/W, pp. 5.49 - 5.53, 2000.
12. J.C. Wachel, C.L. Bates, "Escape Piping Vibrations while Designing," Hydrocarbon Processing, pp. 152 - 156, Oct. 1976.
13. "Piping Stress Analysis - Basic Concepts for Dynamic Loads," Snamprogetti Eng'g Company, 2000.
14. "Pipe Stress Analyst Design Guide," Fluor Eng'g & Construction Company, No. 4.14, No. 7.1, 1987.
15. U.S. Nuclear Regulatory Commission, Regulatory Guide 1.61, "Damping Values for Seismic Design of Nuclear Power Plants," Oct. 1973.
16. ASME Boiler and Pressure Vessel Code - Section III, Nuclear Power Plant Components, Division I, Appendices, 1983.

<Appendix> - Examples of Pipe Supports

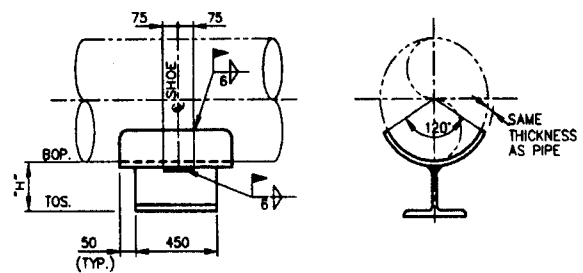


Fig. 7 Drawing for Vertical Pipe Support (Resting Pipe Support)

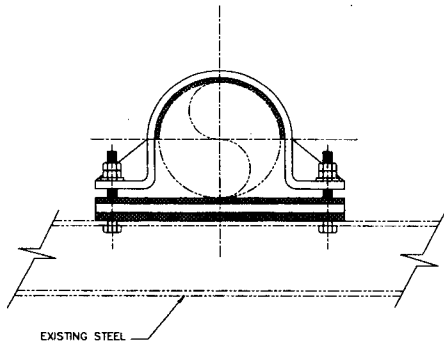


Fig. 8 Drawing for Vertical and Guide Pipe Support
(Hold Down Pipe Support)