

플랜트 설계 시 배관진동을 유발하는 가진 함수의 수학적 모델링에 관한 연구

민선규*(경희대 대학원 기계공학과), 최명진(경희대 기계산업시스템공학부)

A Study on Mathematical Modeling of Forcing Function for the Piping Vibration of Petrochemical Plant Design

S. K. Min(Mecha. Eng. Dept. KHU), M. J. Choi(Mechanical Eng. Dept., KHU)

ABSTRACT

In analysis of piping vibration of petrochemical plant, the forcing functions mainly depend upon the equipment working mechanism and vibration resources in the piping systems. In general, harmonic function is used for the system with rotary equipments. Mechanical driving frequencies, wave functions, and response spectrum are used for reciprocating compressors, surge vibration of long transfer piping, and seismic/wind vibration, respectively. In this study, for the spray injection case inside the pipe, forcing function was modeled, in which two different fluids are distributed uniformly. To confirm the results, the scheme used for the forcing function was applied for real piping system. The vibration mode of the real system was consistent with the 4th mode obtained by simulation using the forcing function formulated in this study.

Key Words : Piping Vibration (배관진동), Forcing function (가진 함수), Natural frequency (고유 진동수), Forcing frequency (가진 진동수), Harmonic function (조화함수), Wave function (파동함수), Response spectrum (응답 스펙트럼), Injection flow system (분출계), Two phase fluid flow (이상유체유동), Pulsation (맥동), Wavespeed (파동속도), Surge (서어지 현상), Vortex shedding frequency (와동의 진동 주파수)

1. 서론

석유화학 플랜트의 현장에서 발생하는 배관계의 진동은 진동발생인자에 따라서 크게 3 가지로 구분할 수 있다. 먼저, 왕복동 압축기 및 펌프와 같은 회전기기로 구성되는 배관계에서 기기의 작동 특성상 배관진동을 발생시키는 인자를 포함하는 배관계의 진동이 있으며, 배관내부의 유체유동의 영향에 의해서 발생하는 배관진동으로 Surge 발생에 의한 진동, Two phase fluid flow 에 의한 진동, 유체의 균일한 혼합을 위한 Injection flow 에 의한 진동, 왕복동 압축기에서 발생하는 Pulsation flow 에 의한 배관진동 등이 있다. 끝으로, 지진이나 바람과 같이 배관계의 외부인자에 의해서 발생하는 배관진동이 있다.

1), 2), 3)

이와 같이 배관진동을 야기시키는 발생인자에

따라서 가진 함수에 대한 수학적 접근방법이 상이하다. 현재의 연구 동향을 살펴보면, Injection flow system 과 Two phase fluid flow 분야에서의 가진 함수에 대한 연구가 미진한 상태이며, 본 논문에서는 Injection flow system 의 가진 발생기구에 대한 공학적 특성을 고려하여 가진 함수를 유도하였으며, 이를 배관전용해석 Program 인 CAESAR II 를 사용하여 실제 배관계에 적용하였다. 끝으로, 본 연구에서 구해진 가진 함수에 의해서 계산된 배관진동의 결과값과 현장에서 측정된 진동값의 비교, 검토에 의거하여 유도된 가진 함수에 대한 타당성 입증을 시도하였다.

2. 본론

2.1 배관계를 구성하는 기기의 작동 특성에 의한 가진 함수

배관계를 구성하는 기기들 가운데 펌프, 터어빈과 같은 회전기기는 작동특성상 진동인자가 내재하고 있으며, 기기의 작동에 의해서 배관계에 전달되는 가진 함수는 아래와 같이 표현된다.

2.1.1 일반 회전기기의 가진 함수

일반 회전기기의 경우, 구동축의 회전운동에 의해서 배관계에 전달되는 가진력의 크기 및 방향의 변화는 일반적으로 아래와 같이 조화함수로 표현된다.⁵⁾

$$F(t) = A + B \cos(\omega t + Q)$$

여기서, $F(t)$: 시간에 따른 가진력의 크기

A: 평균 하중

B: 최대, 최소하중과 평균하중의 차이

ω : 가진 각 진동수 (radians/sec)

Q: 위상각 (radians)

t: 시간 (sec)

2.1.2 왕복동 압축기의 가진 함수

내연 엔진기관의 작동에 의한 가진 진동수는 다음의 식으로 표현하며, 통상 배관계의 고유 진동수를 4 번째까지의 가진 진동수 보다 크게 하여 공진범위를 벗어나도록 설계기준을 적용한다.⁴⁾

$$f_n > 4 f_{f1} = f_{f2} = 4 \left(\frac{\text{RPM}}{60} \right) (N_c)(F_c)$$

$$= 0.07(\text{RPM})(N_c)(F_c)$$

여기서, RPM: 최대 엔진 속도(revolutions per minute)

f_{f1} : 가진 진동수 (cycle / sec)

f_{f2} : 4 차 가진 진동수 (cycle / sec)

N_c : 주 배관에 연결된 압축기 실린더의 수

F_c : 작동 실린더 수(한 개 실린더=1, 두개=2)

2.2 배관 내부의 유체유동에 의한 가진 함수

배관 내부를 흐르는 유체유동으로 인한 배관진동은 유체의 압력변화에 의한 가진력이 배관계의 곡관 부위에 불균형하게 작용하여 발생하며, 그때의 가진력은 다음과 같다.

2.2.1 왕복동 압축기의 가진 함수

왕복동 압축기로 구동되는 유체의 유동은 배관내부에서 맥동현상을 발생시키며, 이때 곡관부에 전달되는 가진력은 아래의 식으로 표현된다.⁵⁾

$$F(t) = 0.5 (dP) A [\cos \omega t - \cos \omega (t-L/c)]$$

여기서, dP : 압력의 변화량

A: 배관 내부 면적

ω : 맥동에 의한 구동 각 진동수(radians/sec)

L: 곡관부 사이의 거리

c: 유체의 음속

2.2.2 서어지(Surge) 현상에 의한 가진 함수

장거리 이송 유체의 배관계에서 제어밸브, 펌프, 터어빈과 같은 기기의 갑작스런 개폐와 같은 운전 변화로 발생하는 서어지 현상은 배관내부의 압력변화에 의한 가진력을 유발시키며, 이때의 가진력은 다음과 같이 유체의 파동속도와 압력 변화량으로 구해진다.^{6),7)}

$$F = (dP) A$$

$$= \rho a (dV) Q$$

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + \frac{KD}{Et}}}$$

여기서, a: 유체의 파동 속도

K: 유체의 체적 탄성계수

D: 배관 내경

E: 배관재료의 탄성계수

t: 배관재료의 두께

ρ : 유체의 밀도

2.2.3 이상유체유동의 가진 함수

배관 내의 유체유동이 마찰손실과 같은 압력손실에 의해서, 유체의 임계압력 이하의 조건이 되어 상 변화가 발생하기도 한다. 이때, 발생조건에 따른 이상유체의 종류가 상당히 다양하며, 모든 이상유체의 특성을 하나의 수식으로 표현하는 데에 어려움이 있다. 많은 이상유체 중에서 Slug flow 가 발생할 시, 압력차에 의한 가진력은 다음 식으로 표현되며, 이 하중은 곡관부에 전달된다.^{4),8)}

$$F = 2 \rho A V^2 \sin(\theta/2) / g$$

$$= 1.414 \rho A V^2 / g$$

2.2.4 분출계의 가진 함수

두 가지 유체를 균일하게 혼합하기 위해서 배관내부로 유체를 분사시키는 경우, 두 유체사이의 압력차로 인한 가진력이 발생하며, 현재 이에 대한 연구가 미진한 상태이며 본 논문의 사례연구에서 자세히 검토하기로 한다.

2.3 배관계 외부인자에 의한 가진 함수

지진, 바람과 같이 배관계의 외부환경에 의해서 발생하는 가진 함수는 정적인 방법과 동적인 방법으로 표현된다. 정적인 방법은 지진의 강도, 바람의 세기와 같은 외부인자에 대한 축적된 자료에서 가장 가혹한 조건을 배관계에 정량적으로 적용하는

방법이며, 동적인 방법은 이들 조건들을 사용하여 응답선도를 작성하여 동적인 해석을 수행하는 방법이다.

2.3.1 지진에 의한 가진 함수

동적인 해석방법에는 특정지역의 축적된 지진자료를 이용한 Time-History Analysis Method 와 배관계를 1 자유도계로 이상화하여 최대가속도 응답선도를 구성하여 적용하는 Modal Response Spectrum Analysis Method 가 있다. 여기서, 각 Mode 에서의 최대응답은 다음과 같이 표현된다.⁹⁾

$$(Y_n)_{max} = \frac{\Phi_n M D S a_n}{W_n^2 M_n}$$

여기서, $(Y_n)_{max}$: n 차 모드의 일반화한 최대값

$S a_n$: n 차 mode 에서 spectral acceleration value

D: 지진의 방향계수

Φ_n : n 차 mode shape 의 변환

M_n : n 차 mode 의 일반화한 질량

W_n : n 차 mode 의 고유 각 진동수

한편, 정적인 해석방법은 다음의 식으로 표현되는 가진력을 배관계에 정량적으로 적용한다.¹⁰⁾

$$V = ZIKCSW$$

여기서, V: 횡 방향의 지진하중

Z: 지진발생 지역에 따른 상수

I: occupancy importance factor (1 - 1.5)

K: 수평 하중 계수 (배관계: 2)

C: $0.067 T^{0.5}$ 으로 최대 0.12

S: 토질 계수 (1 - 1.5)

W: 구조물의 전체 질량

2.3.2 바람에 의한 가진 함수

바람에 의해서 배관계에 발생하는 가진력은 다음의 식으로 표현된다.^{9), 11)}

$$P = 0.004 V^2$$

$$F = P (C_s) D / 12$$

여기서, P: 풍압 (psf)

V: 풍속 (mph)

F: 단위 길이에 작용하는 풍압하중 (lb/ft)

C_s : 배관의 형상계수 (0.6 - 0.7)

D: 배관 외경 (inches)

이때, 바람에 의한 Vortex shedding frequency (w)은 아래 식으로 구해진다.

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

여기서, 0.19: Strouhal No.

V: 풍속 (ft/sec)

D: 배관 외경 (ft)

배관 설계 시, 바람에 의한 진동수(w)와 배관계의 고유 진동수(w_n)와의 비가 아래와 같은 공진범

위를 벗어나도록 설계한다.⁴⁾

$$0.5 > w / w_n > 1.3$$

3. 사례 연구

여기에 인용된 현장 자료는 울산에 소재하고 있는 S 화학공장에서 구해진 것으로 배관계는 다음과 같이 구성되어 있다.

3.1 배관계의 구성

아래의 <Fig. 1>과 같이 수소화합냉각기(E-763, Node No. 10 - 20)에서 유출된 유체가 수소화합을 위한 고압증발저장기(D-762, Node No. 190 - 200)로 유입되는 과정에서, <Fig. 3>과 같이 수소발생기(R-760)에서 공급되는 수소의 균일한 혼합을 위한 분사노즐이 배관 내부에 설치되어 있다. 이때, 배관계는 <Fig. 2>와 같이 설치되어 있다.

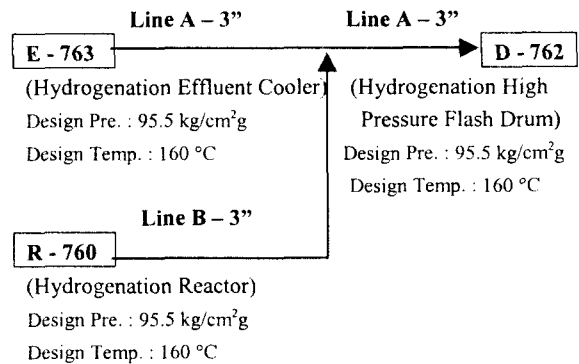


Fig. 1 Block diagram of piping system

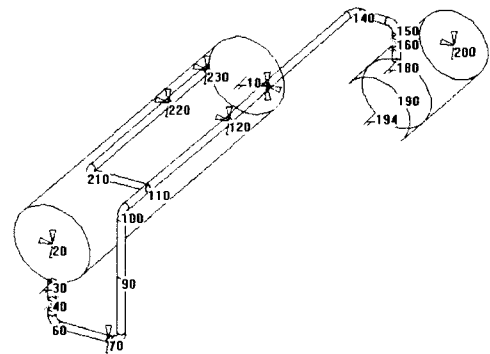


Fig. 2 Configuration of piping system

여기서, 배관의 운전조건은 다음과 같다.

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

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

배관 재질은 모두 ASTM A335 P11 이며, 3" 배관은

외경 88.9 mm, 두께 5.49 mm 이며, 분출계 내부에 설치되는 2" 배관은 외경 60.33 mm, 두께 3.91 mm 이다.

3.2 분출계 및 가진 함수

<Fig. 2>의 Node No. 110 에 설치되어있는 분출계에 대한 상세 설계는 아래의 <Fig. 3>과 같이 구성되어 있으며, 유체를 효과적으로 균일하게 혼합하기 위해서 유체흐름 방향으로 45° 절단되어 있음을 알 수 있다.

여기서, 유체는 Line A 와 Line B 의 운전압력 차이에 의해서 분출되며, 분출되는 위치에서 가진력이 두 배관의 축 방향으로 전달됨을 알 수 있다. 두 축 방향의 가진력을 계산하면, 아래와 같다.

$$F_x = (dP) (A_x)$$

$$= 87 \text{ (kgf)}$$

$$F_z = (dP) (A_z)$$

$$= 104 \text{ (kgf)}$$

여기서, x : Line B 의 축 방향

z : Line A 의 축 방향

Ax : x 축 방향의 배관내부 단면적 (2" 배관)

Az : z 축 방향의 배관내부 단면적 (3" 배관

2" 배관 단면적의 차이)

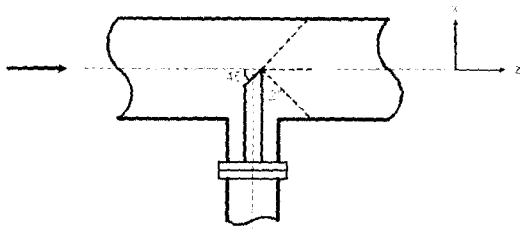


Fig. 3 Detail of spray injection nozzle

3.3 배관 진동현상 및 현장 측정값의 검토

위에서 계산된 가진력을 배관 전용해석 Program 인 CAESAR II 를 이용하여 실제 배관계에 적용하였으며, 현장에서 측정된 진동측정값은 <Table 1>과 같다. 계산된 진동값과 현장측정치를 비교하기 위해서 <Table 1>에 단위크기도 함께 나타내었다.

한편, 일반적으로 배관계의 특성을 고려하여, 변위가 상대적으로 작게 발생하는 고주파수 범위 (Cut-off frequency)를 33 Hz 로 적용하였다.⁵⁾ 이때, CAESAR II 로 계산된 고유진동수는 <Table 2>와 같으며, 진동양상에 대한 모드 해석결과를 현장 측정값과 4 차 고유 진동수에서 거동양상이 유사함을 알게 되었다. 이때의 변위량을 비교하기 위해서 그 래프로 나타내면 <Fig. 4>와 같다. 여기서, CAESAR II 로 계산된 변위량은 x, y, z, 현장측정값은 AX, AY,

AZ 로 나타내고 있다. 또한, 4 차 모드에서의 최대 변위량은 x 축인 경우 Node No. 110 에서 -0.1474 mm, y 축은 Node No. 110 에서 0.0971 mm, z 축은 Node No. 80 에서 0.995 mm 로 계산되었다.

Table 1 Measurement values of piping vibration in field

Node No.	Displ. (p-p : 10 ⁻³ mm)			Unity Normalization		
	X	Y	Z	X	Y	Z
60	25	5	17	0.060	0.045	0.023
80	45	10	192	0.107	0.091	0.256
90	210	0	510	0.500	0.000	0.680
100	420	110	750	1.000	1.000	1.000
110	320	40	0	0.762	0.364	0.000
120	160	65	0	0.381	0.591	0.000
130	175	11	0	0.417	0.100	0.000
140	150	33	500	0.357	0.300	0.667
150	70	9	150	0.167	0.082	0.200

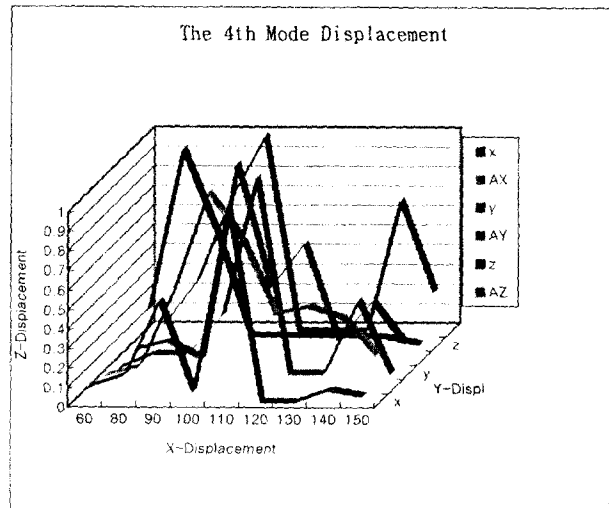


Fig. 4 Comparison of the 4th mode displacement with CAESAR II calculation and field measurement data using normalization

Table 2 Natural frequency of CAESAR II calculation

MODE No.	FREQUENCY (Hz)	FREQUENCY (Radians/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

4. 결론

본 논문에서는 플랜트 설계 시, 배관진동을 유발시키는 여러 종류의 진동인자에 대한 가진 함수의 수학적 접근 방법을 연구함으로써, 현재까지 연구가 미진한 분야인 배관 내부의 분출계에 대한 가진력의 유도과 실제의 배관계에 가진력을 적용하는 방법을 제시하고자 하였다. 실제 배관계에 대해서 구해진 가진력을 적용하여 배관 전용해석 Program인 CAESAR II 로 계산한 결과와 실제 배관계의 진동양상은 4 차 고유진동수 26.671 Hz 에서 거의 일치하고 있음을 알 수 있었고, 계산된 최대 변위량은 0.995 mm 이며 실제 측정치 0.75mm 와 0.245mm 차이가 있음을 확인할 수 있었다. 이러한 오차는 변위량을 응력기준으로 평가할 때 신뢰할 수 있는 결과로 판단된다.

참고문헌

1. “배관계의 응력해석,” 일본발조주식회사, pp. 65-66, 소화 57.
2. Olson, D. E., “Vibration of Piping Systems,” Pressure Vessels and Piping: Design Technology – A Decade of Progress, pp. 449 – 461, 1982.
3. “부하추종에 따른 원전안전성 연구 (II) (부하추종에 따른 배관 및 대형기기 진동분석),” 한전기술연구원 원자력연구실, pp. 4 – 6, 1988
4. “Pipe Stress Analyst Design Guide,” Fluor Eng’g & Construction Company, No. 4.11, No. 4.14, No. 7.1, No. 7.2, pp. 1 – 15, pp. 1 – 9, pp. 1 – 8, pp. 1 – 4, 1987.
5. “CAESAR II Technical Reference Manual,” C.A.E Eng’g S/W, pp. 5.1 – 5.7, 2000.
6. “User’s Guide for LIQT,” Stoner Associates Inc., pp. 1-1 – 1-3, 2000.
7. E. Benjamin Wylie and Victor L .Streeter, “Fluid Transients,” FEB Press, pp. 9 – 23, 1983
8. David T. Cindric, Satish L. Gandhi and Ray A. Williams, “Designing Piping Systems for Two-Phase Flow,” Chemical Engineering Process, pp. 51 – 55, 1987.
9. Mohinder L. Nayyar, “Piping Handbook,” McGraw-Hill, pp. B161 – B177, 2000
10. ANSI A58.1, “Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures,” ASCE pp. 7 – 88, 1982
11. Task Committee on Wind Forces, Committee on Loads and Stresses, Structural Division, ASCE, “Wind Forces on Structures,” Transactions, paper No. 3269, Vol. 126, part II, 1961