
 論 文

大韓造船學會論文集
 第 33 卷 第 1 號 1996年 2月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 33, No. 1, February 1996

LNG선의 화물 하역 배관망의 과도 응답 해석에 관한 연구

천병일*, 우종식*

A Study on the In-Pipe Surge Analysis for Cargo Unloading Piping System of LNG Carrier

by

Byung-Il Chun* and Jong-Sik Woo*

요 약

본 연구에서는 LNG선의 화물하역 중 비상 상황시 펌프를 정지시키고 선박측의 긴급 차단 밸브 및 육상측의 정지 밸브를 폐쇄시킬 때, 관내 유체의 급격한 속도변화에 의하여 발생하는 비정상 유동 상태인 서지(Surge)현상의 원인을 고찰하고, 이 때 발생하는 상승압력과 유량의 변화를 계산하였다.

해석 결과에 의하면 서지현상에 의한 과도한 압력상승은 선박측의 긴급 차단 밸브 및 육상측의 정지 밸브의 종류와 이들의 폐쇄 시간, 그리고 배관 배치에 크게 영향을 받음을 알 수 있었다.

Abstract

In this paper the pressures and flowrate distributions in the loading/unloading piping system of LNG carrier have been investigated in the case of unsteady flow state as well as steady one. Under emergency situation the main cargo pumps are forced to fail, and the ESD(Emergency Shut Down) valves and Stop valves are closed within set-time. The surge pressures according to the variations of valve closing time have been computed to recognize the surge phenomenon due to sudden decrease of flowrate.

By means of these analysis results, the most important factors on the in-pipe surge phenomenon of cargo loading/unloading piping system of LNG Carrier are the type of ESD and Stop valves, valve closing time, and the pipe arrangements.

발 표 : 1995년도 대한조선학회 춘계연구발표회('95. 4. 20)

접수일자 : 1995년 5월 15일, 재접수일자: 1995년 11월 8일

*대우중공업(주) 선박해양기술연구소

기 호 설 명

A	: Area
a	: Pressure Wave Speed
D	: Diameter
E	: Young's modulus of Elasticity
e	: Roughness
f	: Friction Factor
g	: Gravitational Acceleration
H	: Head
K	: Bulk Modulus of Elasticity
L	: Length
P	: Pressure
Q	: Flowrate
t	: Time
V	: Velocity
ρ	: Density
γ	: Specific Weight
ψ	: Inclination Angle

1. 서 론

LNG선은 그 취급하는 화물의 특수성으로 인하여 화물 하역 중 비상 상황이 발생하면 일정한 시간(IMO IGC 30 sec) 이내에 하역을 멈출것을 규정하고 있다[1]. 따라서 이와 같은 비상 상황시 관내 유체의 급격한 속도변화는 과도한 압력상승을 유발하여 비정상 유동 현상인 서지현상을 야기시키게 된다.

그리고 이러한 압력 상승은 배관계 전체에 진동과 소음을 일으키고, 배관망 자체의 파손 또는 연결부에서 유체가 누설될 수 있는 위험을 초래하거나, 배관계를 파손시켜 정상 작동을 해치는 원인이 될 수 있으므로 이에 대한 정확한 분석이 요구된다.

LNG선에서 화물 하역시 서지현상을 일으키는 주된 원인으로는 긴급 차단 밸브의 닫음, 수동 또는 동력(Power)으로 구동되는 밸브의 신속한 열고 닫음, 역지(Non-Return)밸브의 갑작스런 닫음, 펌프의 시동과 정지 등이 있으며[2], 이러한 원인들에 의해 발생된 서지현상은 전술한 바와 같이 관

내 유체의 압력을 급격히 상승 또는 강하시킨다.

또한 관내 유체의 압력이 증기압 이하로 떨어지게 되면 액체가 증발하여 증발기체(Cavity)를 형성하게 되고, 이 증발기체가 순간적으로 압착되어 소멸 되는 경우에도 높은 압력상승을 유발하게 된다[3],[4].

본 연구에서는 LNG선 화물 하역 배관계를 그 대상으로 하여 정상 유동에서의 압력 및 유량 분포를 계산하고, 이를 기초로 하여 비상 상황 발생시 펌프를 정지 시키고, ESD(Emergency Shut Down) 밸브를 닫을 경우에 발생하는 서지압을 수치계산 하였다.

2. 정상유동 해석

정상유동에서의 각 파이프를 통과하는 유체의 속도 및 압력 계산은 이를 구성하는 각종 파이프의 길이, 직경, 분기 및 합류점의 위치 결정 이외에 펌프, 밸브, 스트레이너 등의 부속기기 결정을 위하여 필요하다. 뿐만 아니라 정상 상태에서의 속도 및 압력은 서지현상을 계산하기 위한 기초 자료로 사용되기 때문에 정밀한 계산이 요구된다.

어떤 1개 파이프에 대하여 구하고자 하는 미지수의 갯수는 파이프를 통과하는 유체의 속도와 파이프의 입·출구단에서 압력으로 3개가 된다. 따라서 임의의 n개의 파이프로 구성된 배관망에 대하여서는 3n개의 미지수가 존재하므로, 이러한 배관망내의 속도 및 압력을 구하기 위해서는 3n개의 방정식이 필요하다.

이와 같은 3n개의 방정식은 연속의 방정식, 각각의 파이프에 대한 마찰 손실식 및 파이프와 파이프의 연결부분에 대한 흐름 손실식 또는 에너지 평형식 등을 이용하여 만들 수 있으며 이를 Jacobian Matrix를 이용하여 각각의 파이프를 통과하는 유체의 속도 및 파이프 입·출구단에서의 압력과 유량을 구할 수 있다.

3. 서지현상에 대한 수치 해석

서지현상에 대한 해석 방법으로는 단순해석 방

법, 도식해석 방법 및 수치해석 방법 등이 있다 [3],[5]. 단순해석 방법에 의한 서지현상의 해석은 간단한 배관망에서 만 유효하기 때문에 배관망 내에 펌프나, 밸브가 복수로 설치되어 있고 이를 연결하는 파이프가 상당히 많은 경우에는 서지현상을 정확히 해석하는 데에는 어려움이 있고, 도식해석 방법은 상태의 변화를 그래프로 추적할 수 있는 장점이 있지만 배관 시스템이 복잡하게 되면 작도에 상당한 시간이 필요하게 된다.

그런데 컴퓨터를 이용한 수치해석 방법은 복잡한 배관 시스템에서 일어나는 서지현상에 대해서 신뢰할 수 있는 결과를 비교적 단 시간내에 얻을 수 있어 최근에 널리 이용되고 있다.

3.1 기초 방정식

직경이 D이고 ψ 만큼 기울어진 원형관 내 길이 방향으로 유체의 미소 요소에 대하여 운동 방정식과 연속의 조건을 적용하면 식(1) 및 식(2)와 같은 방정식을 구할 수 있다[3],[4],[5].

$$\frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{D} \frac{V|V|}{2g} = -\frac{1}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + V \left(\frac{\partial H}{\partial x} + \sin \psi \right) = -\frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} \quad (2)$$

단, 식(2)에서 a는 압력파의 전파속도이고 식(3)의 C는 포와송 비에 관련된 상수이다.

$$a = \frac{\sqrt{K/\rho}}{\sqrt{1+(K/E) \cdot (DC/e)}} \quad (3)$$

그리고 특성 곡선법(Characteristic Line Method)을 이용하여 식(1)과 식(2)로부터 양의 압력파 (C⁺)에 관한 특성 방정식 식(4)와 음의 압력파 (C⁻)에 관한 특성 방정식 식(5)를 얻을 수 있다 [6],[7].

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} V \sin \psi + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (4-a)$$

$$\frac{dx}{dt} = V + a \quad (4-b)$$

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} V \sin \psi + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (5-a)$$

$$\frac{dx}{dt} = V - a \quad (5-b)$$

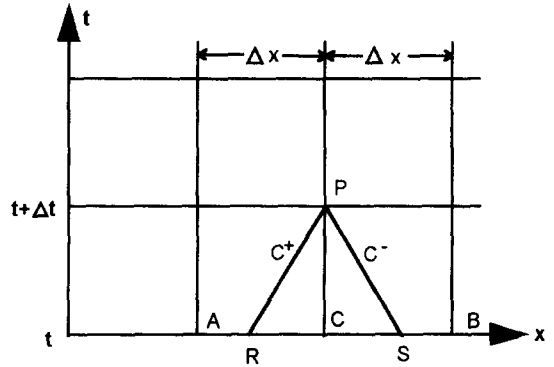


Fig. 1 Characteristic Lines in the x-t Grid Plane

앞의 두 식을 Fig. 1을 이용하여 제1차의 차분 근사 방정식으로 전개하면 식(6) 및 식(7)과 같이 된다.

$$\frac{V_P - V_R}{\Delta t} + \frac{g}{a} \frac{H_P - H_R}{\Delta t} + \frac{g}{a} V_R \sin \psi + \frac{fV_R|V_R|}{2D} = 0 \quad (6-a)$$

$$\frac{X_P - X_R}{\Delta t} = V_R + a \quad (6-b)$$

$$\frac{V_P - V_S}{\Delta t} - \frac{g}{a} \frac{H_P - H_S}{\Delta t} - \frac{g}{a} V_S \sin \psi + \frac{fV_S|V_S|}{2D} = 0 \quad (7-a)$$

$$\frac{X_P - X_S}{\Delta t} = V_S - a \quad (7-b)$$

한편 점 R과 S에서의 속도와 압력은 점 A, B, C로부터 내삽법(Interpolation)으로 구할 수 있으며 [2], 식(6) 및 식(7)을 점 P에 대하여 정리하면, 파이프내 각각의 내부 절점에 대한 C⁺ 및 C⁻ 압력파에 대한 차분 방정식은 식(8) 및 식(9)와 같이 된다.

C⁺ 방정식 ; $H_P = C_P - B_P Q_P$ (8)

C⁻ 방정식 ; $H_P = C_M + B_M Q_P$ (9)

여기서, $B_P = \frac{a}{gA_R}$, $B_M = \frac{a}{gA_S}$

$C_P = H_R + Q_R \left(B_R + \frac{\Delta t}{A_R} \sin \psi - \frac{af\Delta t}{2gDA_R^2} |Q_R| \right)$

$C_M = H_S - Q_S \left(B_S - \frac{\Delta t}{A_S} \sin \psi - \frac{af\Delta t}{2gDA_S^2} |Q_S| \right)$

그리고 임의의 파이프의 양 끝단의 경계조건은 C⁺ 방정식, C⁻ 방정식 및 후술하는 경계조건으로부터 구할 수 있다.

3.2 경계조건

3.2.1 펌프

펌프의 시동, 정지, 또는 부하 변경에 의한 운전 조건의 변화는 관내부에 과도 유동 상태를 유발시킨다. 이와 같은 과도 상태에서의 펌프의 특성은 임펠러(Impeller) 및 디퓨저(Diffuser)의 형상, 와류 형태 등에 따라서 크게 영향을 받게 된다.

그런데 일반적으로 펌프의 특성을 크게 4가지 양, 즉 전수두 H, 유량 Q, 토크 T, 회전속도 N으로 나타낼 수 있으며, 임펠러의 직경이 각각 D₁ D₂인 상사성이 있는 두대의 펌프에 대하여 아래식이 성립한다[8],[9].

$\frac{T_1}{N_1^2} = \frac{T_2}{N_2^2}, \frac{H_1}{Q_1^2} = \frac{H_2}{Q_2^2}, \frac{T_1}{Q_1^2} = \frac{T_2}{Q_2^2}$ (10)

펌프에 있어서 최고 효율에서의 값들을 공칭조건(Rated Condition)이라 하며, 이들 값과 식(11)과 같은 무차원 변수를 이용하여 식(10)을 식(12)와 같이 나타낼 수 있다.

$h = \frac{H}{H_R}, \beta = \frac{T}{T_R}, \nu = \frac{Q}{Q_R}, \alpha = \frac{N}{N_R}$ (11)

$\frac{h}{\alpha^2} = \text{const.}, \frac{\nu}{\alpha} = \text{const.}, \frac{\beta}{\alpha^2} = \text{const.},$ (12)

$\frac{h}{\nu^2} = \text{const.}, \frac{\alpha}{\nu} = \text{const.}, \frac{\beta}{\nu^2} = \text{const.}$

그런데, 주어진 실험 자료로부터 α/ν 를 횡축,

h/α^2 또는 β/ν^2 를 종축으로 하는 비정상 상태하의 펌프 특성 곡선을 구할 수 있으나, 수치계산의 관점에서 보면 h/α^2 및 β/ν^2 가 과도상태에서 ∞ 가 되는 경우가 생겨 계산에 어려움이 있다. 따라서, 이러한 점을 피하기 위하여 Marchal 등은 $h/(\alpha^2 + \nu^2)$ 및 $\beta/(\alpha^2 + \nu^2)$ 와 $\tan^{-1} \alpha/\nu$ 을 이용하고 있다[4].

그러나, 일반적으로 비정상 상태하에서의 펌프 특성 곡선은 잘 알려져 있지 않기 때문에, 아래식으로 정의 되는 비속도(Specific Speed, N_s)가 같은 펌프의 특성 곡선을 이용하여 비정상 상태하에서의 펌프 특성을 예측하는 방법이 Knapper와 Swanson에 의하여 제안되어져 있다[4],[5].

$N_s = \frac{\omega_R Q_R^{1/2}}{(g H_R)^{3/4}}$ (13)

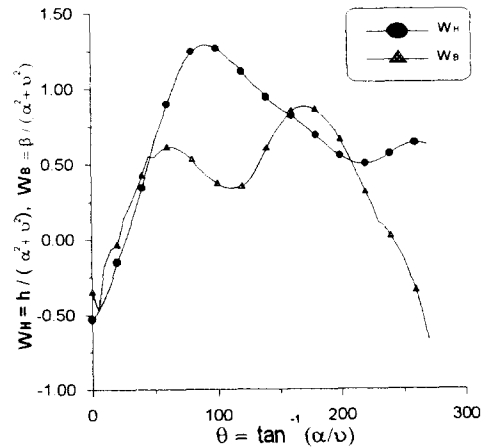


Fig. 2 Unsteady Characteristic Curves of Pump(N_s=0.5)

Fig. 2는 비속도 N_s가 0.5인 펌프의 과도 상태하에서의 특성 곡선이다[4],[7]. 그림에서 W_H, W_B, θ는 식(12)를 이용한 무차원 값이다. 만약 펌프의 입구 수두 H_a가 항상 일정한 펌프 출구에 대하여 C⁻ 특성방정식을 적용하고, Fig. 2와 같은 과도 상태하에서의 특성곡선을 이용하면 수두균형(Head Balance)에 관한 식(14) 및 스피드 변화(Speed

Change)에 관한 식(15)를 아래와 같이 얻을 수 있다[4][10].

$$F_H = H_a - C_M - B_M \nu Q_R + H_R (\alpha^2 + \nu^2) [A_0 + A_1 (\tan^{-1} \frac{\alpha}{\nu})] \quad (14)$$

$$F_T = (\alpha^2 + \nu^2) [B_0 + B_1 (\tan^{-1} \frac{\alpha}{\nu})] + \beta_0 - C_T (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (15)$$

따라서 식(14)와 식(15)로부터 Newton-Raphson 법을 이용하여 α 와 ν 를 구할 수 있으며, 이로부터 펌프 출구에서의 압력과 유량을 구할 수 있다.

3.2.2 밸브

밸브를 통과하는 유체의 손실수두 ΔH 는 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2g} = \frac{K}{A_v^2} \frac{Q_v^2}{2g} \quad (16)$$

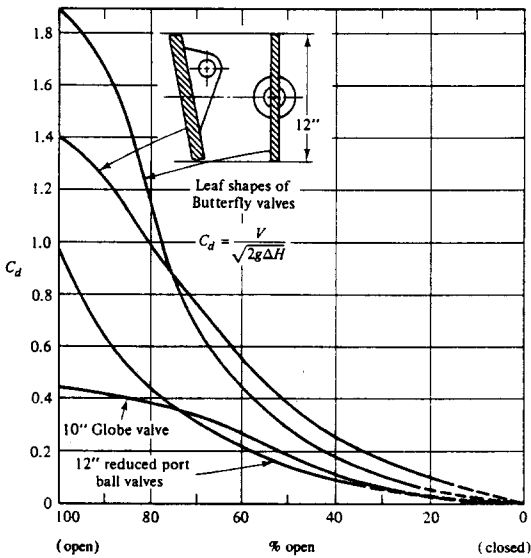


Fig. 3 C_d Curves of Valve(From Wylie and Streeter[4])

그리고 만약 밸브 폐쇄시간에 따른 단면적의 변화를 알 수 있으면, Fig. 3과 같은 밸브의 단면적 A_v 의 변화에 따른 밸브를 통과하는 유체의 압력

손실 계수인 밸브의 C_d 곡선으로부터 식(17)로 정의되는 시간에 따른 밸브의 움직임을 나타내기 위한 무차원 변수 τ 를 구할 수 있고, 이로부터 식(18)로 정의되는 K 를 구할 수 있다[10].

$$\tau = \frac{C_d A_v}{(C_d A_v)_0} = \sqrt{\frac{K_0}{K}} \quad (17)$$

$$K = \frac{K_0}{\tau^2} = \frac{1}{(\tau C_d)_0^2} \quad (18)$$

단, 위식에서 $C_d A_v$ 는 임의의 시간에서의 값이고, $(C_d A_v)_0$ 는 밸브가 완전히 열린 초기상태에서의 값이다. 따라서 밸브를 통과하는 유체의 손실수두 식(16)과 전술한 C' 및 C'' 특성방정식을 이용하여 밸브에서의 압력과 유량을 구할 수 있다.

밸브 이외의 오리피스, 엘보우, Pressurizer, Strainer, Dead End, T Type 분기관 및 합류관 등과 같은 각종 경계조건에 대하여서도 밸브와 마찬가지로 유체의 흐름 손실식과 특성 방정식을 이용하여 압력과 유량을 구할 수 있다.

3.3 수주 분리 현상

배관 내 유체의 압력이 증기압 이하로 떨어지면 증발이 일어나게 되고, 이러한 증발에 의한 캐비티 체적을 계산하기 위한 해석 모델로는 파이프의 체적에 비하여 보이드 스페이스(Void Space)가 상대적으로 매우 적을 경우에 실험 결과와 상당히 잘 일치하는 Fig. 4와 같은 수주 분리 모델이 일반적으로 적용된다[3],[4].

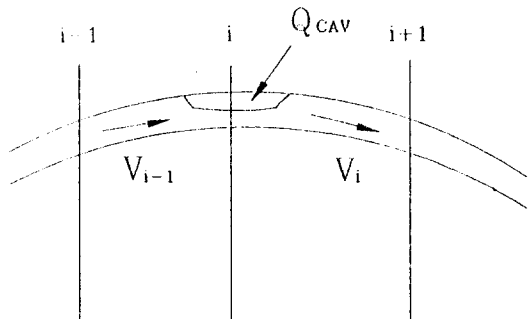


Fig. 4 Column Separation Model(From Wylie and Streeter[4])

이와 같은 수주 분리 모델은 파이프 내의 임의의 점 i 에서 유체의 압력이 증기압 이하로 떨어지면, 점 i 및 $i+1$ 에서의 유체의 압력을 증기압이라 가정하고, 점 i 및 $i+1$ 에서의 유체의 속도를 다시 계산하여, 이로부터 Δt 시간동안 생성되는 파이프 내의 캐비티 체적, Q_{CAV} 를 아래식과 같이 계산한다.

$$Q_{CAV} = \sum_{i=1}^n A (V_{i+1} - V_i) \Delta t \quad (19)$$

여기서 n 은 임의의 파이프 내에서의 절점수이다.

그리고 만약 어떤 순간에 고압의 압력파에 의하여 캐비티 체적이 0보다 작거나 같게 되면 캐비티는 붕괴하게 되며, 이러한 캐비티 붕괴는 점 i 에서 아래식과 같은 급격한 압력 상승을 유발하게 된다. 아래식에서 P_{sat} 은 임의의 온도에서 유체의 증발압력이다.

$$P_i = P_{sat} + \gamma \frac{a}{2g} (V_i - V_{i+1}) \quad (20)$$

4. 해석 모델

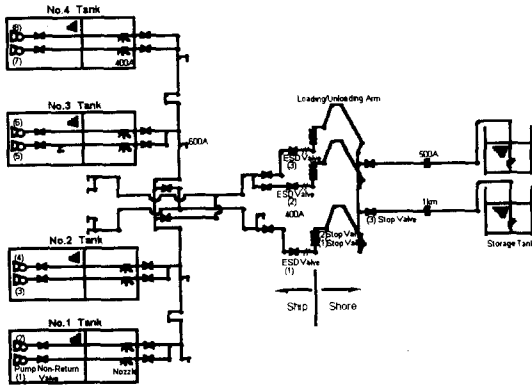


Fig. 5 Analysis Model

Fig. 5는 현재 당사와 H사에서 공동으로 건조 중인 멤브레인형 LNG선의 화물 하역 배관망을 모델링한 것으로, 선측 화물탱크 4개에 각각 펌프가 2 대씩 있고, 갑판 상부에는 긴급 상황시 사용할 수 있는 Butterfly 밸브로 된 ESD 밸브가 3개 설

치되어져 있다.

그리고 각각의 펌프 상단에는 화물이 역류하는 것을 막기 위하여 중심에 직경 6 mm의 구멍이 있는 역지 밸브가 설치되어 있고, 그 위의 화물창 내 파이프 상단에는 펌프 타워(Pump Tower)를 냉각하기 위하여 직경 4 mm의 노즐이 설치되어 있으며, 선측의 끝단에는 불순물을 제거하기 위하여 스트레이너가 설치되어 있다. 또한 육상측에는 3개의 로딩 암>Loading Arm)과 길이 1 km인 파이프로 연결된 2기의 화물 저장 탱크가 있다.

5. 해석 결과

5.1 정상유동 해석 결과

실제 하역시에는 하역이 진행됨에 따라 선측과 육상측 화물탱크내 화물의 높이가 변화하며, 그에 따라 펌프의 작동성능도 변화하므로 배관망의 임의 지점에서의 압력과 유량은 그 상황에 따라 달라지게 된다. 그런데 본 연구에서는 펌프는 모두 정상적으로 작동하고 있고, 모든 밸브는 완전히 열려 있다고 가정하고, 선측 각각의 탱크내 화물의 높이는 12.7 m로 일정하게 두고, 육상측 화물의 높이는 20 m일 경우에 대하여 계산하였다.

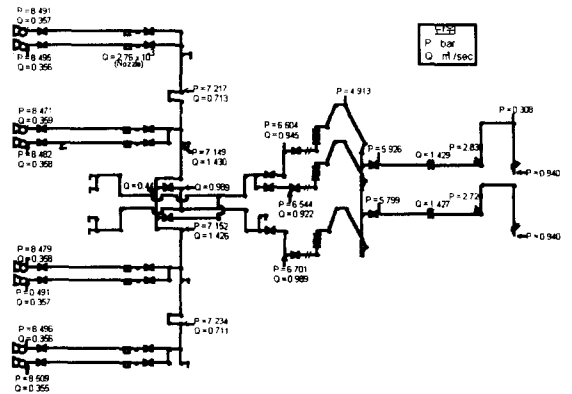


Fig. 6 Pressure and Flowrate Profiles in the Steady State

Fig. 6은 정상유동에 대한 해석 결과로 그림에서 보는 바와 같이 펌프 출구에서의 압력은 대체

로 7.9 bar정도이고, 유량은 0.42 m³/sec정도이다. ESD 밸브가 설치된 3지점에서 압력 및 유량은 그 부근의 배관망이 선체 중양을 기준으로 대칭이 아님에도 불구하고 그렇게 큰 차이를 보이지 않고 있는데, 이는 유체가 ESD 밸브를 통과하기 전에 T형 연결부를 거치도록 하여 에너지 균형을 이루게 한 배관 배치상의 영향인 것으로 판단된다.

5.2 서지현상에 대한 해석 결과

서지현상을 해석하기 위한 초기의 경계조건으로 앞에서 기술한 Fig. 6의 정상 유동 해석 결과를 이용하였으며, ESD 밸브와 정지 밸브의 시간에 따른 τ 곡선은 Fig. 7을, 펌프의 비정상 특성 곡선은 Fig. 2를 이용하였다. 이러한 조건으로부터 Fig. 6과 같은 정상 하역 중 육상측에 비상 상황이 발생하여 펌프를 정지시키고, 선측의 ESD 밸브 및 육상측의 정지 밸브를 폐쇄시킬 때, 발생하는 서지현상에 대하여 해석을 수행하였다.

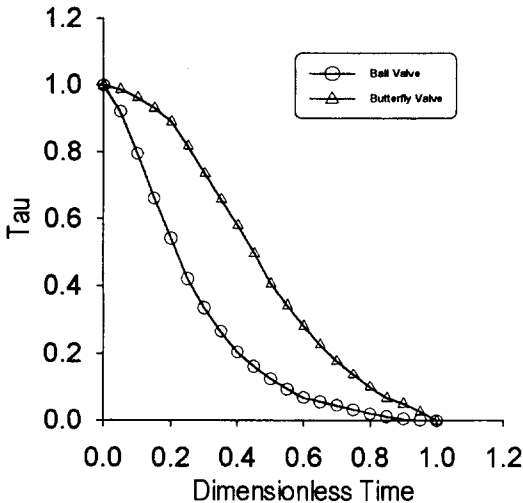


Fig. 7 Curves of ESD Valve and Stop Valve

Fig. 8은 선측의 ESD 밸브 폐쇄시간 T_{evc} =30 초, 육상측의 정지 밸브 폐쇄시간 T_{svc} =30 초인 경우에 대한 펌프(1)의 출구에서의 해석결과이다. 여기서 횡축은 시간, 종축은 정상유동 해석시 얻은 값을 기준으로 무차원화한 펌프 출구에서의 압력과 속도 및 공칭조건에서의 값을 기준으로 무차

원화한 펌프의 회전수와 토크 그리고 ESD 밸브의 τ (Tau)곡선을 나타낸다. 그림과 같이 펌프에서의 회전수, 토크, 압력 및 유량은 시간이 지남에 따라 급격히 감소하여 시간이 약 12 초 이후에서는 시간이 지남에 따라 약간씩 감소하며 ESD 및 정지 밸브에서 생긴 서지압에 의하여 영향을 크게 받지 않는 데, 이는 펌프 상단에 부착된 역지 밸브가 ESD 밸브에서 생긴 압력파에 의하여 약 12 초 근처에서 닫혔기 때문인 것으로 사료된다.

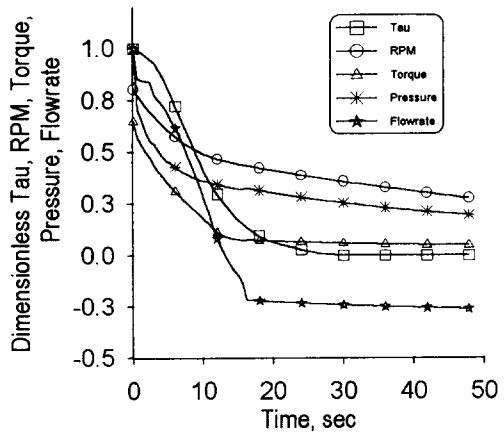


Fig. 8 Response Results at Main Cargo Pump (T_{evc} =30 sec, T_{svc} =30 sec)

Fig. 9는 ESD 밸브에서의 해석결과로 그림에서 보듯이 약 17~28 초까지는 속도가 감소함에 따라 압력이 상승하다가 ESD 밸브가 거의 완전히 폐쇄된 28 초에서부터 압력파의 맥동이 시작되고, 이의 최대값은 정상상태의 약 2.1배까지 상승하고 있다.

Fig. 10과 11은 T_{evc} 와 T_{svc} 가 20 초, Fig. 12와 13은 T_{evc} 와 T_{svc} 가 각각 10 초, Fig. 15와 16은 T_{evc} =30 초, 정지 밸브의 지연시간(Delay Time) T_{svd} =20 초, T_{svc} =10 초인 경우이다.

Fig. 9와 11 및 13을 비교하여 보면, 밸브 폐쇄 시간이 30 초에서는 압력파의 맥동이 생기나, 20 초에서는 압력파의 맥동이 생기지 않고, 다시 10 초에서는 압력파의 맥동이 발생하는 것을 보여 주

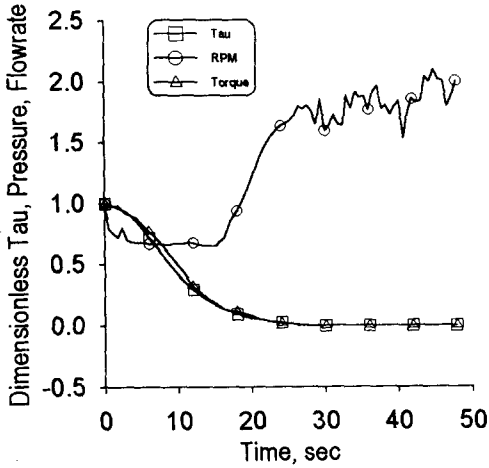


Fig. 9 Response Results at ESD Valve ($T_{evc}=30$ sec, $T_{svc}=30$ sec)

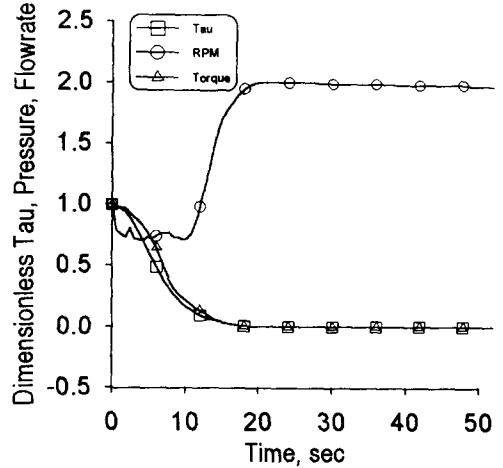


Fig. 11 Response Results at ESD Valve ($T_{evc}=20$ sec, $T_{svc}=20$ sec)

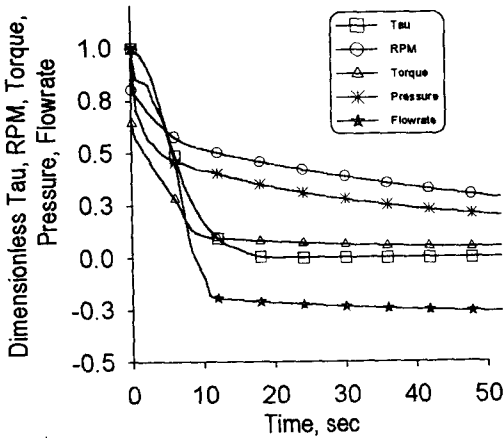


Fig. 10 Response Results at Main Cargo Pump ($T_{evc}=20$ sec, $T_{svc}=20$ sec)

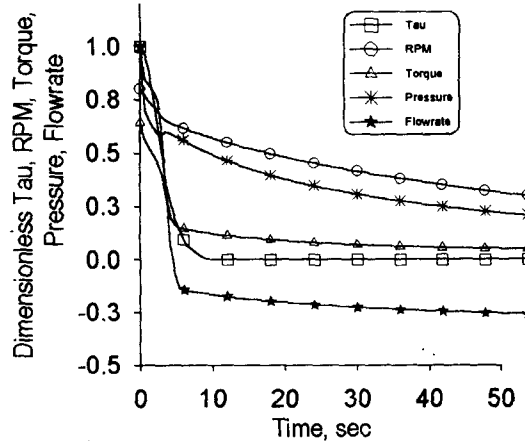


Fig. 12 Response Results at Main Cargo Pump ($T_{evc}=10$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

고 있다.

Fig. 16은 $T_{evc}=20$ 초, $T_{svc}=20$ 초일 경우 ESD 밸브 및 정지 밸브가 완전히 폐쇄된 시간 $t=21$ 초에서 압력분포를 나타내고, Fig. 17은 $T_{evc}=10$ 초, $T_{svc}=10$ 초일 경우 시간 $t=11$ 초에서 압력분포를 나타낸다. 그리고 Fig. 18은 $T_{evc}=30$ 초, $T_{svd}=20$ 초, $T_{svc}=10$ 초일 경우 ESD 밸브 및 정지 밸브가

완전히 폐쇄된 시간 $t=31$ 초에서 압력분포를 나타낸다.

Fig. 16과 17 및 18을 비교하여 보면, $T_{evc}=20$ 초, $T_{svc}=20$ 초인 경우 선수와 선미측의 압력차는 약 0.7 bar이고, $T_{evc}=10$ 초, $T_{svc}=10$ 초인 경우는 선수와 선미측의 압력차는 약 1.3 bar이며, $T_{evc}=30$ 초, $T_{svd}=20$ 초, $T_{svc}=10$ 초인 경우는 선수

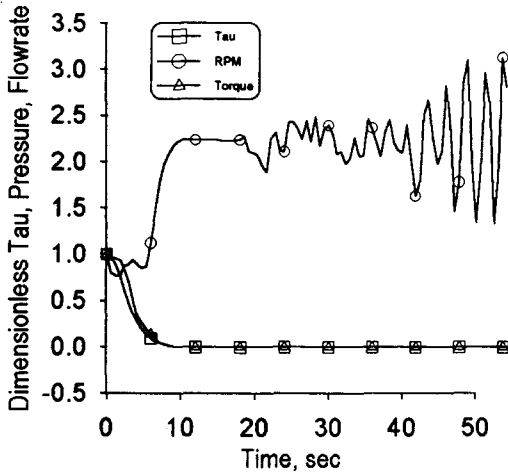


Fig. 13 Response Results at ESD Valve ($T_{evc}=10$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

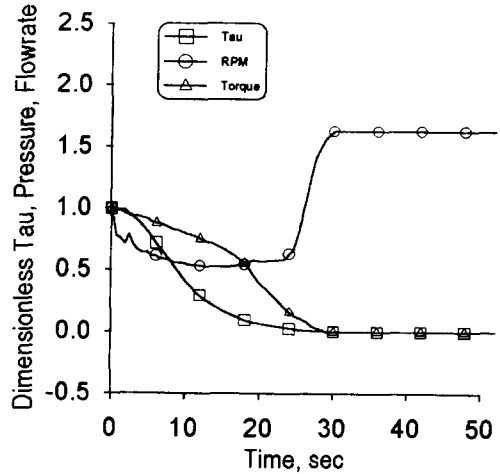


Fig. 15 Response Results at ESD Valve ($T_{evc}=30$ sec, $T_{svd}=20$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

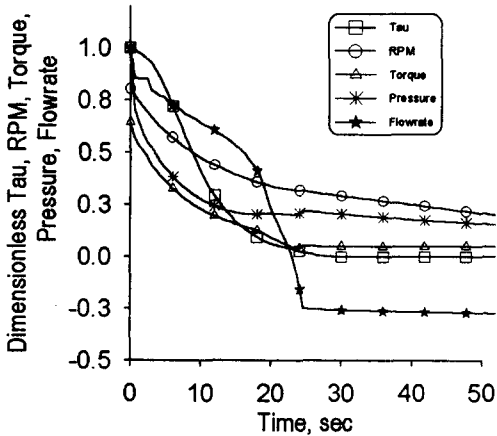


Fig. 14 Response Results at Main Cargo Pump ($T_{evc}=30$ sec, $T_{svd}=20$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

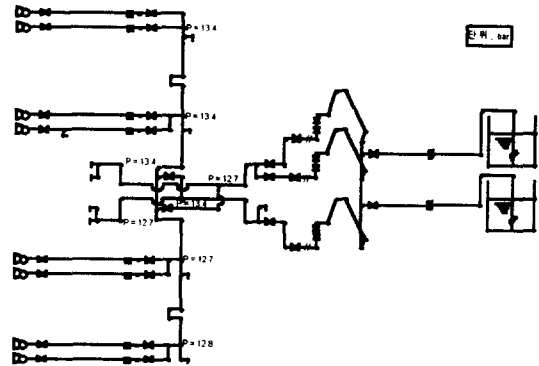


Fig. 16 Pressure Distribution, $t=21$ sec ($T_{evc}=20$ sec, $T_{svc}=20$ sec)

와 선미측의 압력차는 약 0.1 bar이다.

따라서 Fig. 11과 16, Fig. 13과 17, Fig. 15와 18을 압력파의 맥동과 모델 전체의 압력분포를 상호 관련지어 비교하여 보면, 선측의 ESD 밸브 폐쇄 시간 T_{evc} 및 정지 밸브 폐쇄 시간 T_{svc} 가 변

함에 따라 압력파의 맥동이 발생할 때도 있고 발생하지 않을 때도 있음을 알 수 있다.

이러한 이유는 3개의 선측의 ESD 밸브 및 육상측의 정지 밸브에서 발생한 각기 다른 압력파와 펌프 상단의 역지 밸브에서 반사되는 압력파에

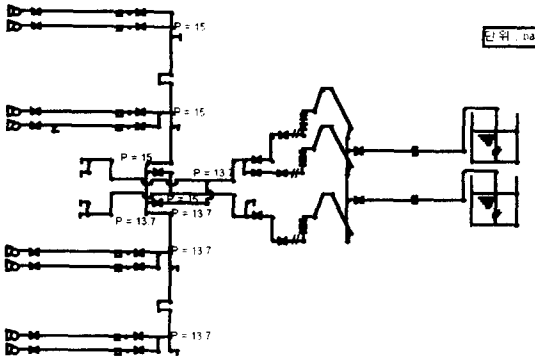


Fig. 17 Pressure Distribution, $t=11$ sec
($T_{evc}=10$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

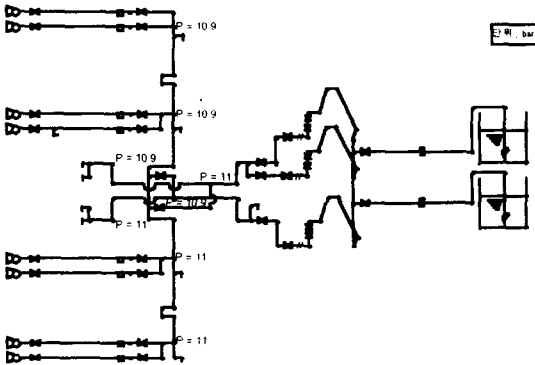


Fig. 18 Pressure Distribution, $t=31$ sec
($T_{evc}=30$ sec, $T_{svd}=20$ sec, $T_{svc}=10$ sec)

의하여 전술한 해석모델의 배관 배치상 선미와 선 수부의 배관망내 에너지 불균형 즉 압력차가 어느 정도 이상 심화 될 경우 압력차에 따른 흐름이 유발되고 이러한 에너지 불균형에 의한 흐름이 시간에 지남에 따라 점점 배관망 전체에 영향을 미쳐 압력파의 맥동이 생기는 것으로 생각된다.

또한 배관망내 압력파의 맥동으로 임의 지점의 유체의 압력이 떨어져 포화압력이 되면, 배관내 캐비티가 형성되고 이렇게 형성된 캐비티가 고압의 압력파에 의하여 붕괴될 때 압력파의 맥동이 증폭되는 것으로 생각된다.

6. 결론

본 연구에서는 LNG선 화물 하역 배관망에 대해 관내 유체의 흐름이 정상 유동인 경우와 비정상 유동인 서지현상을 일으키는 두 경우에 대하여 각각 압력 및 유량분포를 계산하였다.

해석결과에 의하면 전술한 바와 같이 LNG선에 있어서 서지현상에 의하여 펌프의 손상을 막기 위하여 펌프상단에 역지 밸브의 부착은 필수적이며, 본 연구에서 채용한 해석 모델의 경우 비정상 유동에 의한 압력파의 맥동을 피하기 위하여서는 육상측의 정지 밸브보다 선측의 ESD 밸브를 먼저 폐쇄시키는 것이 바람직하다고 판단된다.

그리고 본 연구에서 채용한 밸브 폐쇄 시간의 조건 중 최대압력이 가장 낮고 압력파의 맥동이 생기지 않는 조건의 밸브 폐쇄 시간은 $T_{evc}=30$ 초, $T_{svd}=20$ 초, $T_{svc}=10$ 초임을 알 수 있고, 선측과 육상측의 밸브 폐쇄 시간이 길어 질수록 최대 압력 값은 떨어 지지만 압력파의 맥동 발생 유무는 밸브 폐쇄 시간에 영향을 받기 보다는 밸브의 종류와 밸브 폐쇄 순서에 크게 영향을 받는다고 생각된다.

또한 최대 서지압은 ESD 및 정지 밸브의 적절한 선택과 이에 부착된 파이프의 직경을 크게함으로써 저감시킬 수 있을 것으로 판단된다.

끝으로 LNG선과 같은 위험물질을 다루는 배관망을 설계할 때는 비정상 유동인 서지현상에 의한 압력상승을 고려하여 펌프의 종류, 밸브의 종류, 파이프의 크기 및 배관 배치 및 밸브 폐쇄 순서 등을 결정하여야 할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] IMO, "International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk(Volume III)", 1983
- [2] John Parmakian, "Waterhammer Analysis", Dover, 1963.
- [3] Victor H. Streeter, E. Benjamin Wylie, "Fluid Mechanics", Mc Graw Hill, 1983.
- [4] E. B. Wylie, V. H. Streeter, "Fluid Transients

- in Systems", Prentice-Hall, 1993.
- [5] A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", John Wiley and Sons, 1957.
- [6] H. G. Johnson, "HAMOC a Computer Program for Fluid Hammer Analysis", Hanford Eng. Development Lab, 1975.
- [7] I. J. Karassik, W. C. Krutzsch, W. H. Fraser, "Pump Handbook", Mc Graw Hill, 1976.
- [8] D. G. Shepherd, "Principles of Turbo-Machinery", Macmillan, 1956.
- [9] SIGTTO, "Guidline for the Alleviation of Excessive Surge Pressure on ESD", 1987.
- [10] 김대규, "배관망내 유체의 과도유동에 관한 연구", 대우조선(주) 기술연구소, 1992.
- [11] 일본기계학회편, "관로·ダクト의 유체저항", 일본기계학회, 1989.
- [12] 김경근 외 3명, "수리학 및 유체역학 연습", 태희출판사, 1986.
- [13] 김성은 외 3명, "배관망의 Friction Loss 해석 프로그램개발", 대우조선(주) 기술연구소, 1988.