

LNG 자동차 연료 탱크의 열적 거동에 대한 예측[§]

남궁규원** · 주 석 재*

* 울산대학교 기계자동차공학부

Prediction of Thermal Behavior of Automotive LNG Fuel Tank

Kyu Won Namkoong** and Seok Jae Chu*

* School of Mechanical and Automotive Engineering, Univ. of Ulsan

(Received July 5, 2010 ; Revised July 26, 2010 ; Accepted July 27, 2010)

Key Words: Prediction(예측), Thermal Behaviors(열적 거동), LNG Automotive(액화 천연가스 자동차), Fuel Tank(연료 탱크)

초록: 본 연구에서 차량 탑재용 LNG 연료 탱크의 단열 성능과 연료 공급 능력 등을 예측하기 위하여, 내조와 외조 사이가 진공 단열된 2중 벽 구조이며 탱크 용량은 450 l, 정상 운전조건은 800 kPa 인 연료 탱크를 해석 대상으로 선택했으며, LNG의 물성치는 메탄(CH₄)과 동일하다고 가정했다. 밀폐 저장기간의 연장을 위하여, 차폐 관을 제시했고 기존의 연료 탱크 저장 기간과 비교 해석했다. 또한 기관으로의 적절한 연료량 공급을 보장할 수 있는 탱크 내의 압력 유지를 위하여, 외부로부터 추가적인 열전달률을 예측했다. 이러한 계산을 위하여 압력 변화율과 전열률, 연료 출입률 간의 열역학 관계식을 유도했고, 선택한 연료 탱크 모델로부터 열저항을 근거한 계산식을 설정했다. 계산 결과에 의하면, 차폐된 관을 사용한 연료 탱크는 약 25~30% 이상의 저장기간이 연장되었고, 연료 압송 최소압력 유지를 위하여 외부에서 탱크로 공급되는 열전달에 적합한 운전조건도 결정할 수 있었다.

Abstract: The thermal performance of LNG fuel tanks of vehicles is determined by the time for non-venting storage of fuel and the amount of fuel supplied to the engine. In this study, we selected a double-walled vacuum-insulated fuel tank with a volume of 450 liter, and the properties of the fuel contained in it were assumed to be the same as those of the methane(CH₄). For the increasing the non-venting fuel storage time, we propose the use of shielded penetration pipes in the tank. We compared the storage times of the tank used in our study with those of the conventional fuel tank. Further, the additional heat input required to maintain the fuel pressure necessary for an appropriate fuel supply rate was predicted. For these parameters, we derived a thermodynamic relationship that can be used to estimate the rate of increase in pressure for a known heat input, and we obtained equations for estimating the rate of heat leaked by using the established heat transfer model. From the results of numerical computation, we found the non-venting storage time of the tank with shielded pipes to be 25~30% higher than that of the tank with unshielded pipes. Further, we determined the appropriate operation conditions by taking into consideration the transfer rate of additional heat provided to the fuel tank.

- 기호설명 -

$F_{LV,i}$: 초기 탱크 내의 포화액 체적 분율 (%)	m_{red}	: 최소 압력에서 탱크 내의 잔여 질량
$H(h), U(u)$: 엔탈피, 내부에너지	m_{fo}	: 액체 연료 공급률
h	: 대류열전달계수	P, T	: 포화압력, 포화온도
k, k_{inst}	: 열전도계수, 단열재의 열전도계수	P_{max}	: 안전밸브 개방 압력
		P_{min}	: 안정된 연료 송출 가능 최소 압력
		P_{sdy}	: 탱크 내에서 정상압력
		q, q_{add}	: 열전달률, 탱크로의 추가적 열전달률
		R	: (동체, 후미블록, 전방블록)열저항
		t_{stg}, t_{sdy}	: 밀폐 저장기간, 안정된 연료 공급 기간
		$v, V_{tank}(V)$: 비체적, 연료 탱크의 체적

§ 이 논문은 대한기계학회 2010년도 울산지회 춘계 학술대회(2010. 5. 14., 울산대) 발표논문임

† Corresponding Author, q1nkhn@ulsan.ac.kr

© 2010 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

액화 천연가스(LNG)는 도시 교통수단 및 화물차의 청정 연료로 개발되었으며, 연료를 수용하는 연료탱크의 제작비용은 LNG 차량으로 개조하는 데 소요되는 비용 중에서 가장 높은 비중을 차지하고 있는 부분에 속하고 있다. 그 원인은 저장되는 연료 조건이 $600 \sim 1600 \text{ kPa}$ 의 고압과 이에 해당하는 포화온도 $138 \sim 160 \text{ K}$ 를 유지해야 하는 초저온 고압용기의 단열기술이 요구되기 때문이며, 이 외에, 요구되는 연료량을 차량 기관까지 스스로 압송할 수 있는 능력을 보유해야 한다. 이와 같은 열적 성능은 연료 출입이 없는 밀폐 저장기간과 기관에 지속적으로 공급할 수 있는 연료 공급률 등을 실험하여 평가할 수 있지만 이들의 변화 경향 및 정량적인 값, 영향 인자들 등을 사전에 예측할 수 있다면, 특정 위치에 대한 단열 강화 및 연료 소비율에 적합한 열전달 제어 등이 가능하므로, 저렴한 비용으로 우수한 성능의 연료 탱크를 제작할 수 있다.

이러한 중요성에도 불구하고 LNG 차량용 연료 탱크에 관한 연구와 기술 보고서는 기대보다 적은 실정이지만, 대표적인 것들은 다음과 같다. 우선 탱크의 제작 및 구성, 열누설 등에 대한 규격은 NFPA 57⁽¹⁾에 명시되었으며, 안전성과 내구성 실험에 대한 지침 등은 참고 문헌^(2,3)에 기술되어 있다. 기술적 접근으로, Lin 등⁽⁴⁾은 초저온 저장 용기에서의 통기와 교반, 열전달 등이 압력에 미치는 영향에 대하여 열역학적 해석을 수행했고, O'Brien 등은⁽⁵⁾ 2중 구조의 연료탱크 벽 사이를 비진공 및 상변화 물질로 충전한 경우의 열역학적 거동에 대하여 해석했다.

본 연구의 목적은, 탱크의 내부 배관이 차폐관(shielded pipe)으로 대치된 경우 밀폐 저장기간이 기존 탱크(unshielded pipe)와 비교하여 어느 정도 개선되고, 안정된 연료량 송출이 보장되는 최저 압력 유지를 위하여 외부로부터 추가되어야 하는 전열률이 얼마인지 등의 열적거동을 예측할 수 있는 방법을 제시하고 계산하는 것이다.

계산을 위하여 선택한 탱크의 체적, $V_{tnk} = 450 \text{ l}$ 이고, 정상운전에서 압력 $P_{sdy} = 800 \text{ kPa}$ 이며 안전밸브가 개방되는 압력 $P_{max} = 1600 \text{ kPa}$, 자동차 기관까지 안정된 연료 압송이 가능한 최저 압력

$P_{min} = 600 \text{ kPa}$ 으로 설정했고, LNG의 물성치는 메탄(CH_4)과 동일하다고 가정했다.

2. 열역학적 배경 및 열전달

초저온 연료를 수용하는 차량 탑재용 LNG 연료탱크는, 액체와 증기를 송출하는 두 개의 연료 송출관과 한 개의 연료 충전관 외에 센서 통로 연결관이 관통된 단열 용기로 모델링할 수 있다. 본 장에서는 이러한 모델을 근거하여, 비정상 상태의 탱크 압력에 지배적 영향을 미치는 열전달률과 액체 연료 공급률에 대한 열역학 관계식을 유도하고, 포함된 열전달률 계산을 위하여 연료 탱크 각 부분에 존재할 수 있는 열저항을 평가하여 계산 가능한 관계식으로 정리하겠다.

2.1 열역학적 배경

연료 탱크의 질량 출입이 없고 단지 외부와의 열전달만 존재하는 경우, 열역학 1법칙을 적용하면, 일전달률 $\dot{W} = dV_{tnk} = 0$ 이므로 식 (1)과 같다.

$$q = \frac{dU}{dt} = \frac{dH - V_{tnk} dP}{dt} = \frac{h_f dm_f + m_f dh_f + h_g dm_g + m_g dh_g - V dP}{dt} \quad (1)$$

여기서 하첨자 f, g, fg 는 각각 포화액체, 포화증기 및 포화증기와 포화액체 간의 차이를 의미한다. 질량 $m = m_f + m_g = \text{const.}$ 이므로 $dm_f = -dm_g$ 이고, 일정체적 조건 $dV_{tnk} = d(m_f v_f + m_g v_g) = 0$ 에 적용하면 $dm_g = -(m_f dv_f + m_g dv_g) / (v_{fg})$ 이며, 식 (1)에 dm_g 와 $m_g/m = x$, $m_f/m = 1-x$ 을 대입하면 식 (2)와 같이 dU/dt 관계식을 얻는다.

$$\frac{dU}{dt} = \frac{m_f dh_f + m_g dh_g - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} (m_f dv_f + m_g dv_g) - V dP}{dt} = m \frac{dP}{dt} \left[\frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} \left(\frac{dv_f}{dP} + x \frac{dv_{fg}}{dP} \right) - \frac{V}{m} \right] \quad (2)$$

결과적으로 식 (2)를 식 (1)에 대입 정리하면,

$$\frac{dP}{dt} = \frac{q}{m \left[\frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} \left(\frac{dv_f}{dP} + x \frac{dv_{fg}}{dP} \right) - \frac{V}{m} \right]} \quad (3)$$

이며, 식 (3)은 밀폐된 연료탱크에서 안전밸브가 터지기 직전까지의 압력 변화율과 열전달률의 관계를 나타내고 있으므로, 열전달로 인한 압력 변

Table 1 Constants in Eq. (4) for $P=0.1 \sim 4 \text{ MPa}$

Prop.	h_f	h_{fg}	v_f
a	-313.30434E0	527.58982	0.00229
b	317.75445E-3	-179.44474E-3	8.40825E-7
c	-230.66564E-6	105.36884E-6	-5.83070E-10
d	102.37244E-9	-48.96864E-9	3.06372E-13
e	-22.01581E-12	11.08080E-12	-7.59867E-17
f	1.81608E-15	-0.99903E-15	7.45345E-21
SD	3.53806	1.46718	4.451E-6

* Correlation coef. $R^2 \geq 0.99$, Standard Deviation= SD

* Units $P: \text{kPa}$, $h: \text{kJ/kg}$, $v: \text{m}^3/\text{kg}$

동를 또는 압력 변동률로 인한 전열률의 예측이 가능하다. 포화압력 P 에 따른 물성치들의 변화는 물성치표⁽⁶⁾로부터 구할 수 있으며, LNG를 100% 메탄(CH_4)으로 가정하여 구한 다차항 관계식은 식 (4)~(5)와 Table 1과 같다.

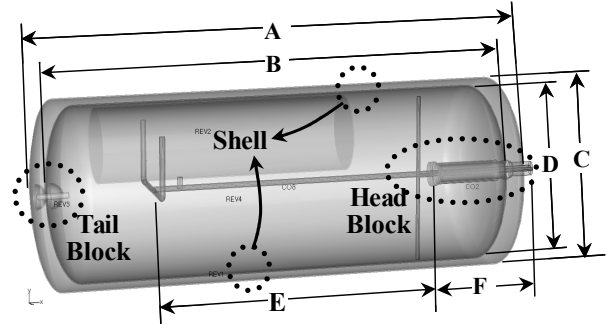
$$h_f, h_{fg} \text{ or } v_f = a + bP + cP^2 + dP^3 + eP^4 + fP^5 \quad (4)$$

$$v_{fg} = (0.3137) \exp\left(\frac{-P}{0.2894}\right) + (1.1289) \exp\left(\frac{-P}{67.10508}\right) + (0.0943) \exp\left(\frac{-P}{1768.4765}\right) - 0.00242 \quad (5)$$

차량 주행 중, 액체연료의 유출은 탱크 내에서 압력강하를 초래하며, 열전달을 무시할 만하면, 다음과 같이 압력 강하율을 유도할 수 있다. 액체 연료 \dot{m}_{fo} 가 탱크로부터 유출되면, 탱크 내의 포화액에서 \dot{m}_{evp} 가 증발되어 $\dot{m}_{fo}v_f + \dot{m}_{evp}v_g$ 만큼의 공간을 채울 것이며, 이 때 증발된 연료의 체적은 $\dot{m}_{evp}v_g$ 이다. 결과적으로 외부로의 유동률 \dot{m}_{fo} 는 탱크 내부에서 $\dot{m}_{evp} = \dot{m}_{fo}(v_f/v_{fg})$ 의 포화액을 증발시키며, 그로 인한 탱크 내에서 내부에너지 변화율, $dU/dt = -\dot{m}_{fo}h_{fg}(v_f/v_{fg})$ 임을 알 수 있다. 따라서 식 (2)를 대입하면, 다음과 같다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{-\dot{m}_{fo}h_{fg}(v_f/v_{fg})}{m \left[\left(\frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} \right) - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} \left(\frac{dv_f}{dP} + x \frac{dv_{fg}}{dP} \right) - \frac{V}{m} \right]} \quad (6)$$

위의 식은 액체 연료만 유출될 때의 압력 변동률을 표현한다. 그러나 탱크 내의 압력이 규정 범위를 초과한 경우, 압력 조정밸브가 개방되어 포화증기상태의 연료가 유출될 수도 있다. 이러한 경우도 고려하여, 질량 유동률 \dot{m}_{go} 의 증기가

**Fig. 1** Schematic for LNG fuel tank

유출됨에 의한 압력 변화율을 구하면, 동일한 방법에 의하여 식 (7)을 얻는다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{-\dot{m}_{go}h_{fg}(v_g/v_{fg})}{m \left[\left(\frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} \right) - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} \left(\frac{dv_f}{dP} + x \frac{dv_{fg}}{dP} \right) - \frac{V}{m} \right]} \quad (7)$$

분자항의 비체적비는 $v_g/v_{fg} = 1 + (v_f/v_{fg})$ 으로 표현할 수 있으므로, 식 (6)과 비교하면, 동일 질량이 유출될 때, 포화증기가 포화액보다 압력강하가 훨씬 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 연료 유출관을 액체 및 증기 전용의 다지관을 설치하고, 증기 송출관 측에 압력 제어밸브를 설치하면, 탱크의 압력상승을 효과적으로 제어할 수 있다.

이상에서 언급한, 세 개의 주요 영향 인자들은 탱크 압력 변동에 지배적 영향을 미치며, 독립적으로 존재하는 경우도 있지만, 차량 운전 시에는 모든 현상이 동시에 발생된다. 이 경우의 압력 변동률은 세 개 인자들의 영향이 중복되므로 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{q - h_{fg}[\dot{m}_{fo}(v_f/v_{fg}) + \dot{m}_{go}(v_g/v_{fg})]}{m \left[\frac{dh_f}{dP} + x \frac{dh_{fg}}{dP} - \frac{h_{fg}}{v_{fg}} \left(\frac{dv_f}{dP} + x \frac{dv_{fg}}{dP} \right) - \frac{V_{tnk}}{m} \right]} \quad (8)$$

식 (8)은 외부 열전달 및 연료송출 등에 의한 탱크 내의 압력 변동률 관계식으로, 탱크 설계에 의하여 결정될 수 있는 q 가 주어지면 연료 탱크의 밀폐 저장기간 및 기간 중의 열역학적 거동을 예측할 수 있다. 예로서 차량이 주차 중인 경우, $\dot{m}_{fo} = \dot{m}_{go} = 0$ 이므로, 최고 압력까지의 압력 상승 기간 t_{stg} 및 일정압력($dP/dt = 0$)을 유지하는 데 요구되는 열전달률의 계산이 가능하다.

2.2 전열률 계산을 위한 열전달 모델

전열률 계산을 위하여 Fig. 1과 같은 모델을 설

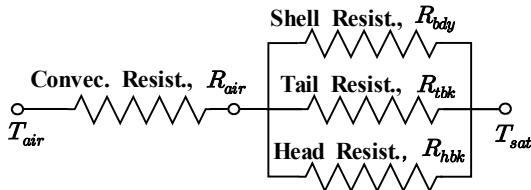


Fig. 2 The thermal resistance network

정했으며, 구조는 현재 국내의 A사에서 생산 중인 진공 2중 단열벽의 연료탱크를 참고했다. 외부로부터의 전열영역은, 계산의 편의를 위하여 세 개 영역, 즉 2중벽으로 구성된 동체, 후미 블록, 전방 지지부와 탱크를 관통하는 배관들이 고정된 헤드 블록 등으로 구분하여, Fig. 2와 같은 직·병렬 열전달 회로를 구성했다.

각 영역에서 열저항은 대기와 접촉하는 등온표면에서 포화상태의 연료와 접촉하는 등온내면까지, 1차원 전도 열전달이라 가정했고, 대기와 전 표면 간의 대류 열저항은 직렬로 연결되어 탱크 모든 표면에 균일하게 적용된다고 가정했다.

(1) 진공 2중벽 동체를 통한 열저항 R_{bdy} :

동체는 내조와 외조로 구성되며 그 사이에 초 단열재 및 복사 차폐막을 삽입하고 진공을 유지하므로 종합 열전도계수 $k_{isl} = 1.6 \times 10^{-4} W/mK$ ⁽⁷⁾ 정도이다. 따라서 두 벽면 사이의 단열재 공간은 전도 열저항이 지배적이며, 단열층의 두께는 원통 반경에 비교하여 매우 작으므로 평면벽으로 취급할 수 있다. 그러나 반경방향과 축방향의 내/외조 간격이 다르므로, 원주면을 통한 전도저항 R_{cs} 와 전/후방 벽면의 전도저항 R_{es} 가 병렬로 연결된 회로이므로, 동체의 전도 열저항 R_{bdy} 는

$$R_{bdy} = \left[\frac{1}{R_{cs}} + \frac{2}{R_{es}} \right]^{-1} = \left[\frac{2\pi k_{isl} L_m}{\ln(C/D)} + \frac{2k_{isl} A_{cs}}{\Delta t_x} \right]^{-1} \quad (9)$$

이며, A_{cs} 는 전·후방 벽의 평균 면적이고, Δt_x 는 내/외조 간의 길이 방향 간격, L_m 은 원통형 몸체의 길이를 의미한다.

(2) 후미 블록(tail block)을 통한 열저항 R_{tbk} :

후미 블록은 내조 뒷부분을 외조에 지지하는 부분으로, 외조에 고정된 반구형 셸(shell) 중심의 구멍에 내조 외면에 용접되어 돌출한 중실 원통형 봉을 삽입하여 고정시키고 있다. 이러한 구조는, 두께가 s 인 반구형 셸의 천체각 방향 θ 에 대한 1차원 열전도 저항과 단면이 A 이고 길이가

l 인 평면벽 전도저항이 직렬로 연결된 열전달 회로에 대응되므로, 열저항은 다음과 같다.

$$R_{tbk} = \frac{\ln\left[\frac{\tan(0.5\theta_o)}{\tan(0.5\theta_i)}\right]}{2\pi k s} + \frac{l}{k A} \quad (10)$$

여기서 θ_o 는 구형 셸과 외조 내면이 접촉하는 위치의 천체각, θ_i 는 원통봉 삽입을 위한 셸 구멍의 천체각, k 는 스테인리스 강의 열전도계수이다.

(3) 헤드 블록(head block)을 통한 열저항 R_{hbc} :

헤드 블록은 탱크 내·외조를 고정하는 역할 외에 외부에서 탱크 내부로 관통하는 배관들이 지나가는 통로도 제공하므로, 다른 영역에 비교하여 열누설이 가장 심한 부분이다. 블록은, 높은 강도와 관통하는 관들의 단열을 보장하기 위하여 직경이 변하는 중실원통과 중공원통 및 끝판(end plate) 등이 동심으로 직렬 연결되어 구성된다. 따라서 직렬 연결된 N 개 동심 원통의 각 단면적을 A_i , 해당하는 원통 길이를 l_i 로 표시하면, 전방 지지 원통에서 전도열저항 R_{hbc} 은 다음과 같다.

$$R_{hbc} = \sum \frac{l_i}{k_i A_i} \quad (11)$$

한편 끝판에 고정된 관통 배관들은 뿌리의 온도가 끝판의 온도 T_b 에 해당하며, 관 길이 L 에서 주위 포화액의 온도 T_{sat} 를 유지하는 1차원 원통 핀(pin)으로 취급할 수 있다. 따라서 관 단면적을 A_c , 외면 둘레를 S , 관 표면과 포화 연료 간의 대류 열전달계수를 h 라 하면, 한 개의 내부 배관을 통하여 전달되는 전열률 q_p 를 구하면

$$q_p = \sqrt{k A_c h S} \cdot \tanh\left(\sqrt{\frac{h S}{k A_c}} L\right) \cdot (T_b - T_{sat})$$

이고, 열저항 $R_{hbp} = \left[\sqrt{k A_c h S} \cdot \tanh\left(\sqrt{\frac{h S}{k A_c}} L\right) \right]^{-1}$ 이다.

다수의 관들이 끝판에 고정되었다면, 위의 저항들이 병렬 연결된 회로에 해당하므로, n 개 배관들에 의한 열저항 R_{hbp} 은 아래와 같다.

$$R_{hbp} = \left[\sum_{i=1}^n \sqrt{k_i A_{c,i} h_i S_i} \cdot \tanh\left(\sqrt{\frac{h_i S_i}{k_i A_{c,i}}} L_i\right) \right]^{-1} \quad (12)$$

전방의 지지 원통과 내부 관통 관들은 직렬 연결된 구조이므로, 전 열저항 R_{hbc} 는 다음과 같다.

$$R_{hbc} = R_{hbc} + R_{hbp} = \sum_{i=1}^N \frac{l_i}{k_i A_i}$$

$$+ [\sum_{i=1}^n \sqrt{k_i A_{ci} h_i S_i} \cdot \tanh(\sqrt{\frac{h_i S_i}{k_i A_{ci}}} L_i)]^{-1} \quad (13)$$

기존의 내부 배관들은 나관(unshielded pipe)를 사용했으므로 표면에서 직접적인 비등이 발생하여 상당량의 열전달이 수반되고 열전달계수 h 는 매우 증가하여 $R_{hbp} \approx 0$ 의 값을 갖는다. 따라서 탱크 내부의 배관 표면은 모두 연료 포화온도에 근접하고 식 (13)은 $R_{hbk} = R_{hbc}$ 으로 표현된다.

본 연구에서는 초저온 용기의 관통 배관에 의한 열 누설 방지하기 위하여, Fig 3과 같이, 기존의 배관 주위에 박관의 차폐 관을 동심으로 설치하여, 가운데 위치하는 주관 주위에 밀폐된 환상(annular) 공간이 형성되는 장치를 제시했다.

이와 같이 탱크 내부의 배관 주위에 동심 차폐관(shielded pipe)을 설치하면, 포화온도 이상을 유지하는 증심관 표면에서는 비등이 일어나며, 발생된 증기는 환형 공간 주위의 포화액을 차폐관의 하부에 가공된 기포구멍들을 통하여 유출시킨다. 결과적으로, 주관 주위 표면은 항상 포화 증기와 접촉하게 되며, 환상 밀폐공간에서는 자연대류가 지배적 열전달로 존재할 수 있다. 수평 환상공간에서 자연대류 열전달계수는 식 (14)로 계산하며,⁽⁷⁾

$$h = \frac{2 k_{eff}}{d_c \ln(d_a/d_c)} \quad (14)$$

d_a 와 d_c 는 차폐관과 주관의 바깥지름이고,

$$\begin{aligned} \cdot \frac{k_{eff}}{k_{LNG}} &= (0.386) \left(\frac{\text{Pr}}{0.861 + \text{Pr}} \right)^{1/4} (Ra^*)^{1/4} \\ \cdot Ra^* &= \frac{[\ln(d_a/d_c)]^4}{s^3 (d_a^{-0.6} + d_c^{-0.6})^5} \left(\frac{g \beta \Delta T s^3}{\nu \alpha} \right) \end{aligned}$$

이다. 여기서 k_{LNG} 는 LNG 포화증기의 열전도계수, α 와 ν 는 열과 운동량 확산계수, $\text{Pr} = \nu/\alpha$, β 는 팽창계수, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, ΔT 는 고·저온면의 온도차이, s 는 환상 공간의 간격이다. 한편, 수직관 주위의 환상공간에는 아래의 식으로 계산한다.

$$h = (0.046) \left(\frac{g \beta \Delta T s^3}{\nu \alpha} \right)^{1/3} \left(\frac{k_{LNG}}{s} \right) \quad (15)$$

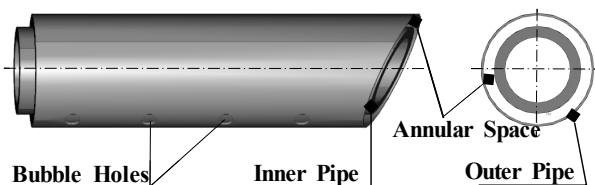


Fig. 3 Schematic for Shielded Pipe

3. 계산 결과 및 고찰

앞에서 얻은 열저항 관계식들은 탱크로의 전열률 q 의 예측이 가능하며, 그 결과를 식 (8)에 대입하면, 운전 조건에 따른 LNG 탱크의 내부 압력 거동 및 밀폐 저장기간 등을 평가할 수 있다.

이제 탱크 내부 배관들이 액체와 직접 접촉할 때(unshielded pipe)와 동심의 박관 차폐관을 추가할 때(shielded pipe)의 열저항 등을 계산하기 위하여, Table 2와 같은 탱크를 선택했다.

단, 금속 재료는 모두 스테인리스 강으로 열전도계수 $k = 15 \text{ W/mK}$ 이며, 동체 양단의 곡면은 해당하는 동체 직경을 반경으로 갖는 구(sphere) 표면으로 가정했다.

3.1 열저항 및 열전달률 계산

(1) 주위 대기와 탱크 표면 간의 열저항, R_{air} : 주위의 대기와 표면 간에 자연대류만 존재한다고 가정하면, 열전달계수, $h_{air} \approx 5 \text{ W/m}^2\text{K}$ 이고, 표면적 $A_{ext} = (3.224) + (2 \times 0.364) = 3.95 \text{ m}^2$ 이므로

$$\cdot R_{air} = \frac{1}{h_{air} A_{ext}} = 0.051 \text{ K/W}$$

이다. 이러한 조건은 실험실 내에서 LNG 탱크의 저장 능력을 확인하는데 적용할 수 있고, 실제 차량 탑재 운전 시에는 $R_{air} \approx 0$ 으로 취급한다.

(2) 진공 단열 2중벽 동체의 열저항 R_{bdy} :

이중벽 사이에 삽입된 단열재 면적을 내조와 외조의 평균 면적을 사용하면, 식 (9)에 의하여

$$R_{cs} = \frac{\ln(C/D)}{2 \pi k_{isl} L_m} = 50 \text{ K/W},$$

$$R_{es} = \frac{0.5(A-B)}{k_{isl} A_{es}} = \frac{(A-B)}{k_{isl} (0.36+0.32)} = 1000 \text{ K/W}$$

이다. 단, 위의 계산에서 내조와 외조 사이에 삽입된 단열재의 축방향 평균길이 $L_m = 1.52 \text{ m}$, 양

Table 2 Specifications of the tank for calculation

Volume	Tank : 450 l, LNG : 405 l (90%)
Dimensions(mm) in Fig. 2	A = 1740, B = 1638, C = 657, D = 612, E = 1020, F = 360.
Normal Operating Pressure Range	$P_{max} = 1600 \text{ kPa}$: Safety Valve Released $P_{min} = 600 \text{ kPa}$: Minimum Fuel Supply Pressure
Material	Tank : 300 series SUS, Thickness : 3 Insulator : $k_{isl} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ W/m K}$

Table 3 Dimensions of penetration pipes

	Main Pipe	Annular region	Shielded Pipe, <i>m</i>	
	Out Dia, <i>m</i>	gap, <i>m</i>	Length	Diameter
Inlet Pipe	$d_1 = 0.019$	$s_1 = 0.005$	$l_1 = 1.0$	$d_{a1} = 0.024$
Outlet Pipe	$d_2 = 0.013$	$s_2 = 0.005$	$l_2 = 0.35$	$d_{a2} = 0.018$

단 단열재의 단면적 A_{cs} 는 내/외조 양단 표면적의 평균값을 적용했다. 따라서 총 열저항 R_{bdy} 는

$$\bullet R_{bdy} = \left[\frac{1}{R_{cs}} + \frac{2}{R_{cs}} \right]^{-1} = 46 \text{ W/K 이다.}$$

(3) 후미 블록의 열저항 R_{tbk} :

식 (10)에서 구형 셸 두께 $s = 0.003 \text{ m}$, 내/외조 표면과의 천체각을 각각 $\theta_i = 20^\circ$, $\theta_o = 90^\circ$, 원통 봉 직경과 길이는 각각 $d_{bar} = 0.02 \text{ m}$, $l_{bar} = 0.1 \text{ m}$, $k = 15 \text{ W/mK}$ 를 선택하여 대입하면 다음과 같다.

$$\bullet R_{tbk} = (6.1 + 21.2) = 27 \text{ K/W}$$

(4) 헤드 블록의 열저항 $R_{hbk} (= R_{hbc} + R_{hbp})$:

전방 지지 원통은 직경(d_s)이 0.05, 0.06, 0.07 m, 해당하는 원통 길이(l_s)는 0.05, 0.03, 0.02 m 으로 변하는 중실 원통과, 내경 $d_i = 0.056$, 외경 $d_o = 0.062 \text{ m}$, 길이 $l_p = 0.15 \text{ m}$ 의 중공 원통이 직렬로 연결되며, 끝에는 관통하는 관들의 고정을 위하여 외경 $d_f = 0.07 \text{ m}$, 두께 0.01 m의 끝판이 용접된다. 따라서 식 (11)은 다음과 같이 계산된다.

$$R_{hbc} = \frac{1}{k} \sum \frac{l_i}{A_i} = \frac{1}{15} (41 + 270 + 3) = 21 \text{ K/W}$$

내부 관통 배관의 열저항 R_{hbp} 은, 기존 형식의 경우 무시할 수 있지만, 본 연구에서 제안한 차폐관(shielded pipes)이 설치된 경우, 식 (12)와 같은 저항이 추가된다. 탱크를 관통하는 내부 배관 중에서 연료 충전관과 연료 유출관은 누설되는 열량 중 상당한 비중을 차지하므로, 본 계산에서는 Table 3과 같은 사양의 박관관을 선택하여 충전관 및 유출관의 차폐 관에 적용했다.

식 (14)에서 $k_{eff}/k_{LNG} = 7.17$ 이므로, 수평 충전관 주위의 열전달계수 $h_1 = 26.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 이고, 수직 유출관은 식 (15)에 의하여 $h_2 = 22.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ 를 구할 수 있다. 중심관 원주 둘레 $S_1 = 5.966 \times 10^{-2} \text{ m}$, $S_2 = 4.082 \times 10^{-2} \text{ m}$, 단면적 $A_{c1} = 5.652 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ 과 $A_{c2} = 3.768 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ 등을 식 (12)에 대입하면,

$$\bullet R_{hbp} = \left[\sqrt{k A_{c1} h_1 P_1} + \sqrt{k A_{c2} h_2 P_2} \right]^{-1}$$

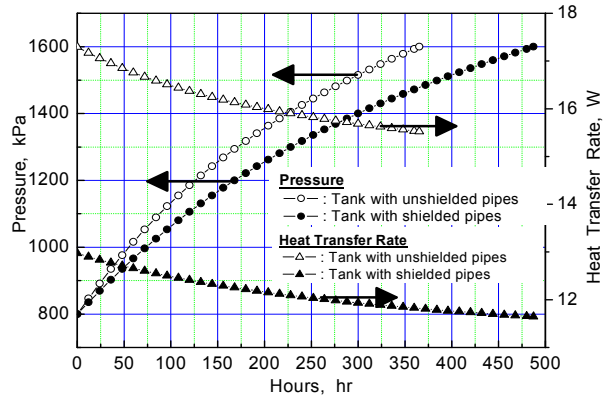


Fig. 4 Variation of pressure and heat transfer rate with time over 800~1600 kPa without mass flow from isolated tank for $F_{LV,i} = 66.7\%$

$$= (0.037 + 0.023)^{-1} = 17 \text{ K/W}$$

이다. 따라서 차폐관 설치 탱크의 헤드 블록 총 열저항 $R_{hbk,sh} = R_{hbc} + R_{hbp} = 21 + 17 = 38 \text{ K/W}$ 이고, 기존 탱크의 총열저항 $R_{hbk,no} = R_{hbc} = 21 \text{ K/W}$ 이다.

주위 대기로부터 연료 포화 상태까지의 전체적인 저항값 R_t 를 구하면, Fig. 2에 의하여,

$$\bullet R_{t,sh} = R_{air} + \left[\frac{1}{R_{bdy}} + \frac{1}{R_{tbk}} + \frac{1}{R_{hbp}} \right]^{-1} = 12 \text{ K/W}$$

이고, 배관에 차폐관이 없으면, $R_{hbp} = R_{hbk}$ 이므로,

$$\bullet R_{t,no} = 0.051 + \left[\frac{1}{46} + \frac{1}{27} + \frac{1}{21} \right]^{-1} = 9 \text{ K/W}$$

이다. 이를 근거로 통합열전달계수 U 를 구하면,

$$\bullet U_{sh} = \frac{1}{R_{t,sh} A_{ext}} = 0.021 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\bullet U_{no} = \frac{1}{R_{t,no} A_{ext}} = 0.028 \text{ W/m}^2\text{K}$$

이며, 약 25% 정도의 단열효과가 증가되었다.

3.2 계산 결과에 의한 열적거동 고찰

우선, 계산에 사용한 연료 탱크의 밀폐 저장기간 t_{stg} 을 확인하기 위하여, 질량 $m_i = 112 \text{ kg}$, 포화액 체적분율 $F_{LV,i} = 66.7\%$, 압력 $P_i = 800 \text{ kPa}$ 의 초기 포화상태에서 질량 출입 없이 보관하여 안전밸브가 개방되는 포화압력 $P_{max} = 1600 \text{ kPa}$ 에 도달할 때까지의 압력 변화율과 열전달률을 식 (8)에 의하여 계산하면, Fig. 4의 결과를 얻는다.

계산에 부여된 조건들은, 체적의 약 2/3 정도 포화액을 충전한 연료탱크가, 차량에 설치되기 전, 실험실 내에서의 저장성능 실험조건과 동일

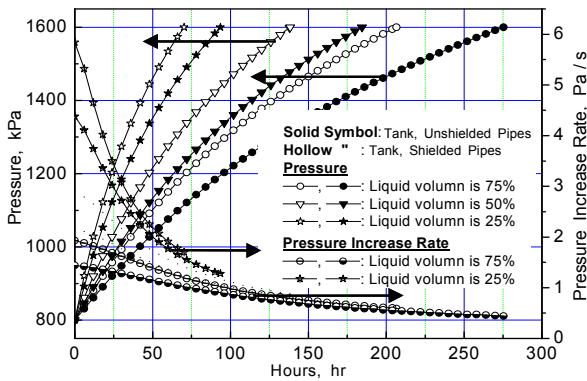


Fig. 5 Variation of pressure and pressure increase rate with time over 800 ~ 1600 kPa with no mass flow from tank on vehicle

하다. Fig. 4에서 차폐관 탱크 및 기존 탱크 모두 2주(336 시간) 이상의 요구기간을 만족하지만, 차폐관 탱크에서는 저장기간이 약 25% 정도 증가되었으며, 그 원인은 외부로부터의 열전달률이 약 25% 정도 감소했기 때문이다.

연료 탱크가 차량에 설치되어 배관이 연결되면, 연료 공급용 관통관은 약 80°C의 기관 냉각수가 유입되는 연료 증발기의 입구 관과 연결되며 또한 주위로부터의 복사열에 노출되고 있다. 검사 규정에 의하면, 실험실에서 저장기간의 약 절반정도의 기간을 차량에 설치된 경우의 저장기간으로 제시하고 있으므로, 연료 탱크가 차량에 탑재되었을 때의 전열률은 실험실 분위기에서 전열률의 약 2배의 값을 부여할 수 있다. 이러한 전열률을 사용하여, 탱크 내의 포화액이 초기에 차지하는 체적 비율 $F_{LV,i}$ 에 따라 압력 및 압력 변화율을 도시하면 Fig. 5의 결과를 얻는다. 그림에서 각 곡선이 끝나는 지점의 x축 값은 밀폐 저장기간 t_{stg} 에 해당하므로, $F_{LV,i}$ 이 작을수록, 즉 초기에 탱크 안에 존재하는 포화액의 체적 비율이 낮을수록 밀폐 저장기간이 짧아지고 압력 증가율은 높아지며, 시간에 따라(탱크의 압력이 증가함에 따라) 압력 증가율이 감소하는 경향이 있음을 알 수 있다. 그 원인은 $F_{LV,i}$ 가 낮을수록 체적 팽창률이 높은 포화증기의 체적 비율이 증가하고, 압력 증가로 인한 포화증기의 응축효과가 열전달로 인한 포화액의 증발효과보다 지배적이기 때문으로 해석된다. 따라서 장기간 저장에는 탱크 내의 상당한 부분을 LNG 연료의 포화액으로 채우는 것이 유리하다. 이러한 경향은 차폐관

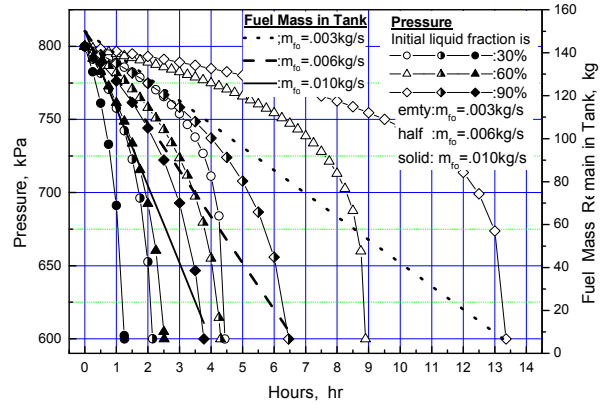


Fig. 6 Variation of pressure and fuel mass in tank with time over 800 kPa ~ 600 kPa for various initial liquid volume fraction $F_{LV,i}$

을 사용한 탱크에서도 유사한 경향을 보이지만, 기존의 탱크와 동일 조건에서, 더 낮은 압력 상승률로 인하여 더 긴 저장기간을 나타내고 있다.

지금까지는 질량 출입이 없는 저장기간 t_{stg} 중 에 대하여 언급했고, 다음에는 액체 연료가 \dot{m}_{fo} 로 유출되는 경우 탱크 내의 상태 변화경향을 다루겠다. 기관으로 연료 공급은 탱크 내에서 포화액 증발을 촉진하므로 외부로부터의 열전달이 충분치 못하면 압력이 낮아질 수 있다. 일반적으로 450ℓ 연료탱크는 내부 압력이 $P_{min} = 600\text{ kPa}$ 이하로 강하되면 기관으로의 연료 송출에 문제가 발생하므로, 본 계산에서는 정상 압력 800 kPa에서 600 kPa까지의 압력 범위를 선택했다.

연료 공급률 $\dot{m}_{fo} = 0.003, 0.006, 0.01\text{ kg/s}$ 이고, 액체의 초기 체적분율 $F_{LV,i} = 30, 60, 90\%$ 인 경우 시간에 따른 압력 변화 경향을 Fig. 6에 도시했고, 또 다른 y축에는 $F_{LV,i} = 90\%$ 인 경우, 각 연료 소비율에 대한 탱크 내의 잔여 연료량을 시간에 대하여 도시했다. 탱크 내의 압력 변화 경향은, Fig. 4~5와는 반대로, 시간에 따라 감소하며 그 감소율은 연료 유량이 증가할수록 커짐을 알 수 있다. 이것은 유출된 연료로 인한 체적 감소를 보상하는 증발잠열이 외부로부터 유입되는 전열률 보다 커지기 때문이며, 온도 강하도 수반된다. 또한 내부 압력이 P_{min} 에 도달했을 때의 시간은 주어진 \dot{m}_{fo} 에서 안정적 지속 운전이 가능한 기간(안정 운전기간) t_{sdy} 로 취급할 수 있으며, 이 기간은 연료 소비율이 증가하거나 $F_{LV,i}$ 가 낮을수록 단축되고 있다. 탱크 내의 연료량은, \dot{m}_{fo} 가 일정

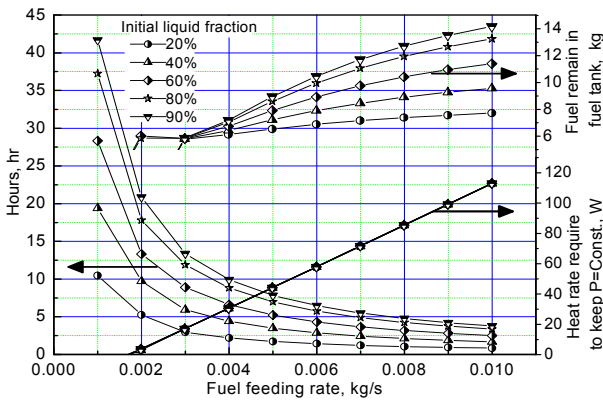


Fig. 7 Effect of \dot{m}_{fo} and $F_{LV,i}$ on hold time, fuel mass after hold time and on additional heat transfer over pressure range 800 ~ 600 kPa

하므로, 시간에 따라 선형적으로 감소하여 P_{min} 에서의 잔류량은 초기 액체 분율 $F_{LV,i} = 90\%$ 에 해당하는 연료량(150 kg)의 약 10% 정도만 남았다.

안정 운전기간 t_{sdy} 이후에 남아있는 연료는 안정된 연료공급을 위하여 P_{min} 이상의 압력을 유지해야 하며, 이를 위하여 외부로부터의 추가적인 전열률이 요구된다. 요구되는 최소 전열률 q_{add} 는 식 (8)의 분자 항과 합하여 $dP/ds \geq 0$ 의 조건을 만족해야 하므로 쉽게 얻을 수 있다. Fig. 7은 \dot{m}_{fo} 와 $F_{LV,i}$ 가 t_{sdy} 와 잔류 연료량 m_{red} 외에 외부로부터의 추가 전열률 q_{add} 등에 미치는 영향을 도시했다. 안정된 운전기간 t_{sdy} 이 연료 공급률 증가에 따라 감소하는 경향은 당연한 결과이다. 그러나 초기의 액체 분율 $F_{LV,i}$ 의 감소에 따라 t_{sdy} 는 짧아지는 경향은 탱크 내에 증기의 체적 분율이 높을수록 압력 강하율이 증가한다는 것을 의미하며, 앞에서 언급한 밀폐 저장기간 t_{stg} 가 $F_{LV,i}$ 가 낮아질수록 감소하는 경향과 유사한 현상이므로, 탱크 내에 증기 체적 분율이 높을수록 열전달과 질량유출로 인한 압력 변화율이 증가된다고 추정할 수 있다. 최소압력 $P_{min} = 600 kPa$ 에서 탱크 내에 남아있는 연료량 m_{red} 는 연료 공급률이 증가하거나 초기 액체 분율 $F_{LV,i}$ 이 커짐에 따라 많아지는 경향을 나타낸다. 이것은 \dot{m}_{fo} 의 증가로 인하여 잔류량 감소보다는 단축된 운전기간 t_{sdy} 로 인하여 연료량 소비에 시간적 제한을 받는 효과가 지배적이기 때문으로 판단한다.

연료 공급률 \dot{m}_{fo} 이 낮아지면, 운전기간 t_{sdy} 가 증가하여 탱크 내의 잔류 연료 m_{red} 는 감소하며,

외부로부터의 전열량이 연료 잠열보다 더 높은 정도로 \dot{m}_{fo} 이 낮아지면 압력이 상승된다. 이러한 수준의 낮은 연료 소비율은 현실적 실현성이 매우 희박하므로, $\dot{m}_{fo} \leq 0.2$ 영역은 m_{red} 를 표시하지 않았다. 본 계산의 450 l 탱크에서 $\dot{m}_{fo} = 0.01 kg/s$ 인 경우, $m_{red} = 7 \sim 14 kg$ 범위이며, 이러한 잔류량은 탱크 체적의 10% 이하의 공간에 존재하는 액체 연료의 질량에 해당한다. 따라서 탱크 내의 연료가 약 10% 이상 남았을 때 연료를 미리 충전하면 추가적인 가열장치 없이 안정적인 운전이 가능하다. 그러나 잔류 연료량 m_{red} 을 송출하려면 $P \geq P_{min}$ 을 유지하기 위하여 외부로부터의 추가적인 열전달 q_{add} 가 요구된다. 이러한 전열률은 $F_{LV,i}$ 에 무관하고 단지 \dot{m}_{fo} 에만 의존하여 선형적으로 증가하며, 계산에 적용한 연료 탱크에서는 최대 $q_{spl} = 110 W$ 까지 요구되고 있다.

4. 결 론

액화 천연가스 자동차 연료 탱크의 저장 및 운전조건에서 탱크 내의 연료에 대한 거동을 예측할 수 있는 열역학과 열전달 계산식을 설정했고, 이 식들을, 용량 450 l, 정상 운전 압력은 800 kPa 이며 사용 가능 압력범위는 600 ~ 1600 kPa 인 트럭 및 화물차 탑재용 연료 탱크에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 탱크에서 연료 증기의 유출은 동일 질량의 액체보다 압력 강하율은 약 30배 가까이 증가하므로, 압력이 규정값 이상 상승할 때, 연료 증기 송출에 의하여 효율적 압력강하가 가능하다.
- (2) 본 연구에서 제시한 동심 이중관은, 탱크 내부의 관통 배관 표면이 액체 연료와의 직접 접촉을 방지하므로, 밀폐 저장기간이 기존의 연료 탱크보다 약 25% 이상 증가되었다.
- (3) 밀폐 저장기간은 초기의 액체 연료 체적 분율이 낮을수록 짧아지므로(압력 상승률이 증가하므로), 장기간 저장을 위하여 가능하면 초기 액체 연료의 체적 분율을 높이는 것이 바람직하다.
- (4) 본 계산 대상의 연료 탱크는, 연료 공급률 $\dot{m}_{fo} \geq 0.002 kg/s$ 에서는 항상 연료 탱크의 압력 강하가 발생하여 최소 유지 압력에 도달하며, 정상 압력에서 최소 압력까지의 안정 운전기간 t_{sdy} 는 연료 소비율 \dot{m}_{fo} 이 증가하고 초기 액체 체적분율

이 작을수록 감소하는 경향이 있다.

참고문헌

- (1) NFPA, 2002, "Liquefied Natural Gas(LNG) Vehicular Fuel Systems Code," NFPA 57 AMD 1 Document.
- (2) Ripling, E. J., Crosley, P. B. and Geiger, R. J., 1994, "A Suggested Method for Evaluating the Safety and Durability of Vehicle LNG Containment Systems," GRI Report No. GRI-94/0002.
- (3) Wegrzyn, J. and Gurevich, M., 2000, "Liquefied Natural Gas for Trucks and Buses," SAE Tech. Papers 2000-01-2210.
- (4) Lin, C. S., Van Dresar, N. T. and Hasa, M. M., 1991, "A Pressure Control Analysis of Cryogenic Storage Systems," NASA TM 104409.
- (5) O'Brien, J. and Siahpus, A., 1998, "Investigation of Low-Cost LNG Vehicle Fuel Tank Concepts," GRI Report No. GRI-98/0015.
- (6) Hewitt, G. F, 1998, "Heat Exchanger Design Handbook," Part 5 and Index, Begell House, Inc.
- (7) Yunus A. Çengel, 2004, "Heat Transfer : a practical approach, 2nd ed." McGraw-Hill, Korea.