

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第 35 卷 第 1 號 1998年 2月  
 Journal of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 35, No. 1, February 1998

## LNG선 Heating Coil의 설계를 위한 Cofferdam내 열정산

허주호\*, 이영범\*

### Heat Flux Calculation for Thermal Equilibrium of Cofferdam in a LNG Carrier

by

Joo Ho Heo\* and Young Bum Lee\*

#### 요 약

멤브레인형 가스운반선의 경우 화물창들 사이에 cofferdam을 두어 격리시키고 있는데 이 경우 극 저온 액체 화물의 영향으로 cofferdam 실내 온도는 약  $-40^{\circ}\text{C}$ 내외로 떨어지게 된다. 그 결과 cofferdam 및 화물창을 구성하는 bulkhead는 구조 부재로서의 허용 강도를 만족하는 온도를 유지할 수 없게 된다. 결국 heating system을 사용하여 cofferdam 실내 온도를 최소한  $5^{\circ}\text{C}$ 까지 올려야 하는데, 소요 pipe의 길이 산정을 위한 heat flux 산출과 pipe의 배치가 우선적으로 요청된다.

본 연구에서는 다양한 설계 조건에서의 cofferdam 내 heat flux를 각 compartment들 간의 연성 효과를 고려하여 구하고 이를 기존 계산서들과 비교 검토하여 그 타당성을 검증하였고 이를 토대로 heating system에 필요한 pipe의 길이를 산정하였다. 아울러 현재의 heating system의 대안으로 fin을 부착한 pipe로 구성된 heating coil system을 제시하고 그 효율을 비교하였다.

#### Abstract

This paper shows the temperature distribution of double hull compartment and of cofferdam in a large LNG Carrier. In LNG Carrier, due to the lower cargo temperature( $-163^{\circ}\text{C}$ ), structures are forced to lose their strength if additional heat is not supplied. So it is very important to estimate the temperature distribution and the heat flux needed to maintain the structure properly. The temperature of each compartment is obtained using 2-dimensional model analysis and compared with 3-dimensional results. And also this paper gives preliminary estimation of pipe length to supply necessary heat flux in bare pipe and finned pipe.

---

접수일자 : 1997년 9월 2일, 재접수일자 : 1998년 1월 13일

\* 정회원, 대우중공업 선박해양기술연구소

1. 서론

LNG는 천연 가스를 생산지에서 유황, 탄산, 수분 등 제반 불순물을 제거한 후 냉각하여 액화한 것이다. 그 이유는 LNG의 경우 LPG와는 달리 상온에서 가압하여 액화시킬 수 없고, LNG선의 탱크 설계 온도를 -100℃ 정도로 할 경우에도 압력이 약 25기압 정도가 되어 대형의 압력 탱크 설계에서 안전성 문제가 대두되기 때문이다[1,2,3,4]. 따라서 LNG는 대기압하에서 -163℃로 액화하여 수송하고 있다.

LNG선의 건조 기술 중에서 극 저온 액체 화물의 영향을 고려하는 단열 기술은 탱크의 구조 해석 및 조립 기술과 더불어 가장 핵심이 되는 기술 분야 중의 하나이다. 이 단열 기술은 화물창의 단열 문제에 직접 적용되며 사용 강재를 결정하기 위한 계산이나 heating system과도 관계된다.

일반적인 멤브레인형 가스운반선의 경우 화물창들 사이에 cofferdam을 두어 격리시키고 있는데 LNG선 운항시 cofferdam은 heating system이 필요한 곳이다[4,5]. Cofferdam은 위험 화물의 분리 등을 목적으로 설치되며 선박의 길이 방향으로 통상 1 frame의 길이를 갖는다. 이 경우 극 저온 액체 화물(-163℃)의 영향으로 cofferdam 실내 온도는 약 -40℃[6] 내외로 떨어지게 된다. 그러면 cofferdam 및 화물창을 구성하는 bulkhead는 구조 부재로서의 허용 강도<sup>1)</sup>를 만족할 수 없게 된다. 결국 heating system을 사용하여 cofferdam 실내 온도를 최소한 5℃<sup>2)</sup>까지 올려야 하는데, heating system에 필요한 pipe는 조기 발주해야 하므로 소요 pipe의 길이 산정을 위한 heat flux산출과 pipe의 배치가 우선적으로 요청된다.

본 연구에서는 여러 가지 설계 조건에서의 cofferdam내 heat flux를 각 compartment들 간의 연성 효과를 고려하여 구하고 이를 기존의 여러 보고서들과 비교 검토하여 그 계산의 타당성을 검

증하였다. 이를 토대로 heating system에 필요한 pipe의 길이를 산정하였으며 GT계산서[6]의 방법과 비교하였다. 아울러 현재의 bare pipe로 제작된 heating coil system의 대안으로 fin을 부착한 pipe로 구성된 heating coil system을 제시하고 그 효율을 다양한 설계 변수들에 대하여 비교하였다.

2. 열평형과 열전달량 계산

2.1 밀폐 공간에서의 열적 평형

일반적으로 어떤 구역으로 들어 오고 나가는 열전달량은 열적 평형을 이루게 되고 식 (1)와 같이 표현된다.

$$\sum \Phi_i = \sum U_i A_i \Delta T_i = 0 \tag{1}$$

여기서

- $\Delta T_i$  : 각 전열면의 온도차
- $U_i$  : 각 전열면의 총합 열전달 계수
- $A_i$  : 각 전열면의 열교환 면적

한편 본 연구에서는 선체의 stiffener들을 fin으로 간주하여 해당 전열면에서의 대류 계수를 수정함으로써 전열 변화를 반영하였다.

2.2 선체 모델링

2.2.1 멤브레인형 가스 운반선

LNG운반선의 경우 다양한 형식이 존재하는데 이중 멤브레인 방식은 프랑스 Gaz Transport사가 개발한 가스운반선 형식이며 1969년 71,500m<sup>3</sup>급 Atic Tokyo호 이래로 최근까지 건조되고 있다 [2,3]. 현재 설계 중인 멤브레인형 138K급 LNG운반선은 4개의 cargo hold를 가지는 구조로 되어 있다. 탱크 주위의 선저, 선측, 갑판, 격벽 등은 이중 구조이며 탱크는 팔각주 형상으로 선체 내각에 단열상자로 구성된 2개의 단열층이 있다. 단열 상자는 perlite를 충전한 합판재이고 각각의 단열 층은 두께 0.7mm의 36% 니켈강(Invar)의 박막으로 덮혀있다. 1차와 2차의 단열층 두께는 각각

주1) IGC Code에서는 설계 온도에 따른 steel의 등급 및 최소 두께를 규정하고 있음  
 주2) Rule에서는 heating만을 규정하고 있고 5℃는 licenser의 요구사항임.

240mm, 300mm로 총 단열층 두께는 540mm이다. Fig. 1은 하나의 cofferdam과 cargo hold 하나를 개략적으로 보여 주고 있다. Cofferdam의 길이는 2.8m (1 frame)이며 cargo hold의 길이는 약 45m이다[4].

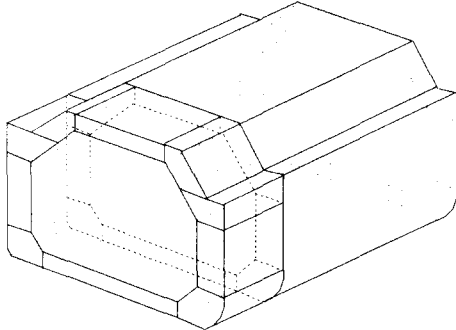


Fig. 1 Schematic perspective view of a cargo hold and a cofferdam

2.2.2 열전달 계수의 산정

바닷물 속에 잠긴 선체 외측의 경우 선속에 의한 강제 대류에 의해 열전달이 이루어진다. 강제 대류는 레이놀즈 수  $Re$ 와 프란틀 수  $Pr$ 의 함수이고 유체의 속도 및 특성 길이만 주면 바로 계산을 할 수 있다. 여기에서는 식 (2), (3)을 사용했다 [1,4,7].

$$\overline{Nu}_L = 0.037 Re_L^{4/5} Pr^{1/3} \quad (2)$$

$$h = k \frac{\overline{Nu}_L}{L} \quad (3)$$

한편 선체 내측의 경우 자연 대류에 의해 열전달이 이루어 지는데 자연 대류는 레이일리 수  $Ra$ 의 함수이고 강제 대류와는 달리 벽면의 온도와 대기 온도의 함수가 되어 일의적으로 구할 수 없으므로 결국 iteration을 통해 수치적으로 풀어야 한다. 여기에서는 수직판의 자연 대류는 Churchill and Chu가 제안한 식을 사용하고 수평판의 경우에는 Goldstein 등이 제안한 식을 사용한다[7,8].

2.3 계산 Routine

본 계산에서는 cofferdam내 heat flux를 구하기

위한 계산을 2단계로 나누어서 수행하였다[4,6]. 첫 단계는 Fig. 2와 같이 모델링하여 air (water), compartment와 cargo hold사이의 열전달 문제를 풀어 compartment의 실내 평균 온도 및 선체의 온도를 구한다. 대류 열전달 계수는 온도의 함수이므로 iteration을 통해 문제를 푼다. 계산 결과 cargo hold를 둘러싸고 있는 모든 compartment의 실내 평균 온도 및 steel의 온도 분포를 구할 수 있다. 다음 단계는 계산 결과를 cofferdam에 적용하는데, 위에서 구한 compartment의 온도 그대로 cofferdam을 둘러싸고 있다고 보고 열평형식을 다시 적용한다. 이 때에는 Fig. 3과 같이 각 compartment 사이에 열적 평형이 이미 되어 있는 상태이므로 compartment 사이의 연성을 고려하지 않고 compartment와 cofferdam만을 고려하여 계산을 수행하면 된다. 물론 이 때에도 cofferdam과 compartment사이의 steel에서의 대류 열전달 계수는 온도의 함수이므로 독립적으로 구할 수는 없고 iteration을 통해 구한다.

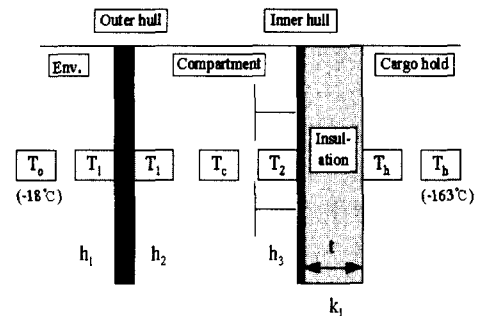


Fig. 2 Temperature of each compartment

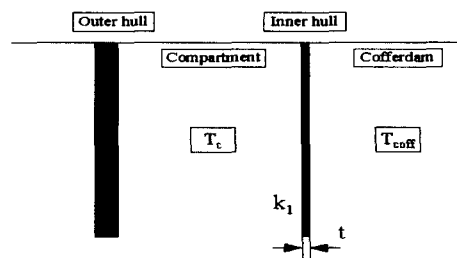


Fig. 3 Temperature of cofferdam

이와 같은 접근은 cargo hold의 길이는 대략 45m정도인데 반하여 cofferdam의 길이는 2.8m 밖에 되지 않으므로 열이동 관점에서 cargo hold에서의 열전달이 지배적이라는 것에 기초한다. GT에서도 이와 같은 방식으로 문제를 다루었다.

Compartment 및 cofferdam의 온도를 구하기 위한 계산 routine은 다음과 같다.

- 1) 입력 값으로 해수의 온도, 공기의 온도, 선박의 설계 속도 및 midship section의 각종 치수 등을 준다.
- 2) Compartment의 평균 온도와 대류 열전달 계수를 가정한다.
- 3) 가정된 대류 열전달 계수로부터 총합 열전달 계수를 산출하고 iteration을 통해 각각의 compartment가 열적 평형을 이룰 때의 평균 온도를 구한다. 즉, 가정된 총합 열전달 계수로부터 각 compartment들의 온도를 구한다.
- 4) 각각의 compartment 온도가 구해지면 이를 통해 compartment를 구성하는 steel의 안쪽 면과 바깥 면의 온도를 구한다.
- 5) Compartment와 steel의 온도가 결정되면 선내측(자연대류)과 선외측에서의 대류 계수를 구할 수 있다.
- 6) 5)에서 구한 대류 계수로 총합 열전달 계수를 구하고 3)에서 가정하여 구한 총합 열전달 계수와 비교한다. 반복 계산이 완료되면 compartment의 온도 및 총합 열전달 계수 등을 출력한다

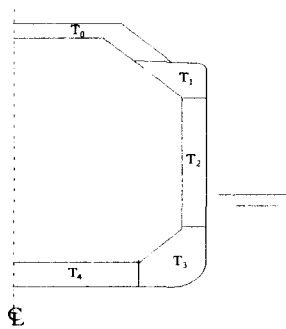


Fig. 4 Schematic midship section of 130,000 m3 LNG carrier

### 3. 선체 온도 분포 및 가열량 계산

#### 3.1 130K급 LNG선의 선체 온도 분포 해석

기존의 해석 결과와 비교하기 위하여 기건조된 130K급 LNG선을 모델로 하여 계산을 수행하였다. Fig. 4는 계산 모델의 개략적 midship section을 보여 준다. 크게 보아 모두 5개의 compartment로 구성되어 있다.

계산은 98% 만재시 19.5knots 운항 상태에서 1차 및 2차 단열층 모두가 있으며 USCG(United States Coast Guard)의 특별 조건(극지방)에 따라 해수의 온도는 0 °C, 대기의 온도는 -18°C로 두고 수행되었다. 이 때 steel의 열전도 계수는 45.5 W/m°C이고 단열재의 전도 열전달 계수는 0.0536 W/m°C이다. 그러나 복사에 의한 열전달 효과는 고려하지 않았으며 화물창 내의 LNG 유동에 의한 대류 현상도 고려하지 않았다. 본 계산 결과는 Table 1의 하단에 있는 2D\*와 2D\*\*로 표현되어 있다.

Table 1 Temperatures in each compartment (unit: °C)

method	T <sub>0</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	T <sub>c</sub>
GT[1]	-23.0	-22.0	-14.0	-1.0	-2.0	-43.4
3D[2]	-22.2	-22.1	-16.8	-4.1	-5.2	-44.9
2D*	-23.3	-22.5	-15.5	-2.58	-3.29	-42.1
2D**	-23.5	-21.9	-16.1	-1.76	-3.29	-42.2

(\* w/o coupling, \*\* with coupling effect)

전체적인 결과를 보면 범용 구조 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 계산한 3D결과[2]가 본 계산의 결과(2D\*, 2D\*\*)와 크게 다르지 않음을 알 수 있다. 그 이유는 선외측에서 내측으로의 온도구배가 선체 길이 방향으로의 온도구배에 비해 절대적으로 크고, 선체 온도 분포를 구할 때 가장 중요한 인자인 대류 계수를 2D나 3D모델 모두 실험식을 평균적인 의미에서 사용했기 때문이다. 여기에서 연성을 고려하지 않은 결과(2D\*)란 Fig. 5와 같이 단지 선체 외측으로부터 내측으로의 열전달만

을 고려한 결과를 의미하며 연성을 고려한 결과 (2D\*\*)란 Fig. 6과 같이 이러한 열전달 외에 경계 격벽들을 통하여 다른 compartment로부터 전달되는 열전달 효과도 고려한 결과를 의미한다.

GT계산서와 달리 본 계산에서는 Fig. 6에 나타나 있는 바와 같이 다른 compartment와의 연성을 고려하여 계산을 수행하였다. 그러나 연성을 고려하지 않은 계산 결과와 비슷한 결과를 주고 있는데, 이는 앞에서도 언급한 것과 마찬가지로 인접 compartment사이의 온도 구배 보다도 선외측에서 내측으로의 온도 구배가 지배적이기 때문이다.

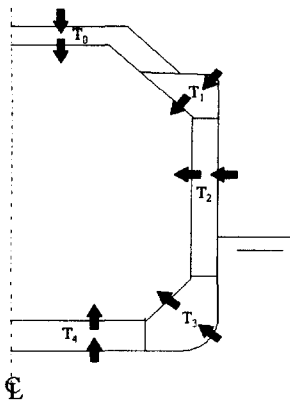


Fig. 5 Heat Transfer without coupling

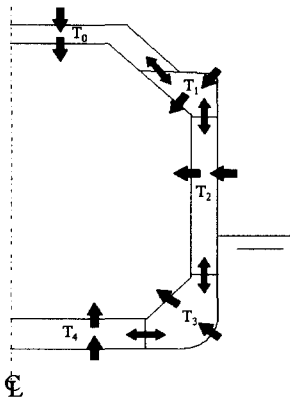


Fig. 6 Heat Transfer with coupling effect

### 3.2 138K급 LNG선의 선체 온도 분포 해석

본 계산 방식을 개발 중인 138,000 m<sup>3</sup> LNG선에 적용하였다. 이 LNG선의 cargo hold는 총 4개이며 Hold당 좌우 각 13개의 compartment로 구성되어 있다. 여기에서도 앞의 계산과 마찬가지로 98% 만재시 설계 속도 19.5knots로 운항 중인 상태에서 수행하였다. 계산은 Table 2에 나타나 있는 것과 마찬가지로 총 4가지의 경우에 대하여 수행하였다.

Table 2 Thermal calculation cases

Case I	LNG within primary barrier	with coupling effect
Case II	LNG within primary barrier	without coupling effect
Case III	LNG within secondary barrier	with coupling effect
Case IV	LNG within secondary barrier	without coupling effect

Case III과 Case IV는 1차 단열재가 기능을 상실하여 cargo hold내에 2차 단열재만 있다고 가정하는 경우이다. 본 계산에서는 이 경우를 가정하여 heat flux를 구했으며 heating coil의 길이 산정도 여기에서 구한 값으로 계산을 수행하였다.

Fig. 7은 Case III의 온도 분포 해석 결과이다.

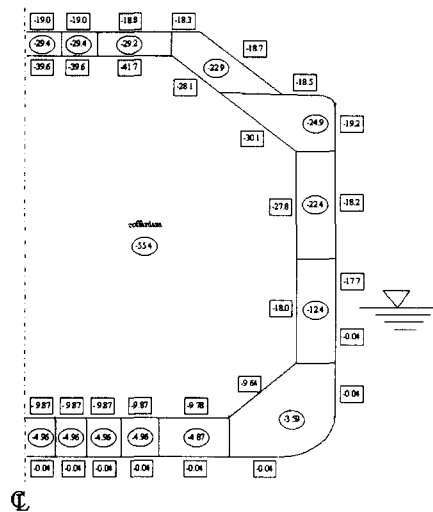


Fig. 7 Temperature distribution (case III)

### 3.3 138,000 m<sup>3</sup> LNG선의 가열량 계산

위 계산의 결과, 1차 및 2차 단열재가 온전하다고 하더라도 heating을 하지 않는 경우 cofferdam 실내 평균 온도( $T_c$ )는 LNG 화물의 영향으로 약 -40°C 정도로 떨어지게 되어 구조 부재들이 허용 강도를 만족할 수 없게 된다. 이런 이유로 cofferdam이 5°C 정도를 유지하도록 설계 조건이 부여되어 있으며 이를 위해 cofferdam격벽에 heating coil을 설치하고 이것으로 가열하게 된다.

Heating coil로 cofferdam에 유입되는 heat flux의 크기 H는 아래 식 (4)와 같이 cofferdam의 실내 온도를 5°C로 가정하고 열평형을 맞출 때의 불균형된 heat flux 값이 된다. 온도와 관련된 모든 계수들은 본 계산에서는 과도 상태를 고려하지 않으므로 열 평형이 성립된 정상 상태 5°C에서 구했다. 이 때 화물창 내의 1차 단열재는 기능이 상실되고 2차 단열재만 있다고 가정한다. 이는 heating coil의 용량 뿐만 아니라 히터 등의 용량을 산정할 때 설계 관점에서 안전계수를 주는 것과 같다.

$$\sum U_i A_i (T_i - T_c) + H = 0 \quad (4)$$

여기서

- $T_i$  : cofferdam 주위 compartment들의 온도
- $T_c$  : 가정한 cofferdam의 평균 실내 온도 (5°C)
- H : heat flux의 크기

이제 3.2절에서 구한 선체 온도 분포해석 결과  $T_i$ ,  $U_i$ ,  $A_i$ 를 얻게 되고 이 때  $T_c = 5^\circ\text{C}$ 로 하면 식 (4)를 통해 cofferdam 내부의 평균 온도를 5°C로 유지하기 위해 공급해줘야 할 heat flux의 양(H)이 구해 진다.

이상의 절차에 따라 계산한 결과, 138,000m<sup>3</sup> LNG선의 중앙부 cofferdam에 필요한 heat flux크기는 연성을 고려한 것(case III)과 그렇지 않은 것(case IV) 모두 별 차이 없이 69,000W정도이며, GT[6]와 마찬가지로 안전율 30%를 고려하면 당 LNG 운반선의 heating coil설계를 위한 heat flux 크기는 약 89,700 W이다.

위 계산의 경우는 cofferdam이 cargo hold에 의

해 전후로 둘러싸여 있는 경우인데, 선수 맨 앞쪽에 위치한 cofferdam의 경우에는 FWD pump room, FWD deep W.B. tank 및 bosun store로부터의 열량을 계산하여야 하며 이 경우 이들의 온도를 적절히 결정하는 것이 중요하다. 그리고 선미 마지막 cofferdam의 경우에도 기관실의 실내 온도를 적절히 설정할 필요가 있다. 아울러 LNG선의 trunk deck안에 있는 casing tank는 비록 작기는 하지만 heating coil로 가열을 해 줘야 하므로 이에 대한 고려도 있어야 하겠다.

## 4. Heating coil의 길이 산정

3장에서 수행한 것과 같이 가열량 계산이 되고 적절한 직경의 pipe를 정해 주면 가열 면적이 계산되어 heating coil의 길이를 구할 수 있게 된다. 그러나 이 경우에도 대류 열전달 계수를 정확히 선정하는 것이 무엇보다도 필수적이다.

### 4.1 GT에서의 Heating Coil 산정 방법

본 논문에서의 길이 산정 방법을 설명하기 전에 GT에서의 계산 방법을 보면 다음과 같다[6].

- (1) 외부 환경에 대한 값들 즉 coil을 둘러싸고 있는 대기의 평균 온도, glycoled water의 입력 온도와 속도, coil의 재질 및 직경 등의 값을 준다.
- (2) 3장에서와 같이 각 cofferdam에서의 총량적인 의미의 heat flux를 구한다.
- (3) 단위 길이 당 전열 면적을 계산한다. 이는 직경에 원주율을 곱한 값으로 대응된다.
- (4) 총합 열전달 계수를 구한다.
- (5) coil과 대기 사이의 온도차를 구한다.
- (6) (2)에서 구한 결과를 (3),(4),(5)로 나누면 coil의 길이를 구할 수 있다.

위의 계산 방법은 본 논문에서 수행한 방법과 동일하다. 단 본 논문에서는 GT계산서와는 달리 대류 열전달 계수를 상수로 보지 않고 iteration을 통해 구했다는 점이 다르다.

### 4.2 파이프의 모델링

Pipe의 안쪽 면에서 강제대류에 의한 열전달이 이루어지는데 이 때 유체의 정동적 에너지 변화량이나 pipe의 길이 방향으로의 전도에 의한 열전달은 무시하고, 열에너지의 변화량과 유체에 의해 행해지는 일만 고려하면, Fig. 8, 9와 같은 관내의 유체에 대하여 열 평형식을 적용할 수 있다[7].

열 평형식에 Newton의 냉각 법칙을 이용하면 다음과 같이 간단한 형태의 식이 유도된다.

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{2\pi r_1}{mC_p} h_1(T_1 - T_m) \quad (5)$$

여기서

- $T_m$  : 유체 평균 온도
- $T_1$  : pipe안 쪽 벽면의 온도
- $m$  : 유량 (flow rate)

그리고 pipe의 바깥쪽에서도 전달되는 열량은 보존되어야 하므로 다음 식이 만족되어야 한다.

$$2\pi r_1 h_1(T_1 - T_2) = 2\pi k \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} = 2\pi r_2 h_2(T_2 - T_\infty) \quad (6)$$

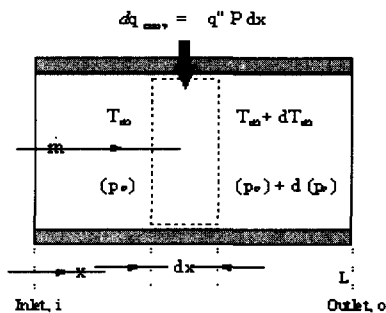


Fig. 8 Control volume for in-pipe flow

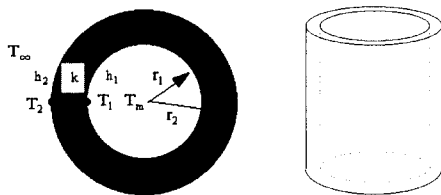


Fig. 9 Cross section of a pipe

대류 열전달 계수의 경우 자연대류가 일어나는 바깥쪽은 Churchill and Chu가 제안한 식을, 강제대류가 일어나는 pipe안쪽은 Gnielinski가 제안한 식에서 구한다[7,9].

### 4.3 138,000m<sup>3</sup> LNG선의 heating coil 선정

계산은 식 (6)을 유한 차분화하여 pipe의 길이 방향으로 선정한 각 단면에서 glycoled water의 온도 및 pipe 표면 온도를 구했다. 한편 Pipe에서 제공한 heat flux, 즉 glycoled water의 유입 온도 및 배출 온도에서의 enthalpy 차이에 해당하는 값이 cofferdam의 실내 평균 온도를 5℃로 유지하기 위해 필요한 89,700W이 되도록 하여 계산을 검증하였다. 계산 결과 평균적인 총합열전달 계수는 약 9 W/m<sup>2</sup>K이며 cofferdam 1개의 온도를 5℃로 유지하기 위한 pipe의 길이는 약 600 m가 된다.

### 4.4 Finned pipe

기존 선박에 있어서는 모두 단순한 형태의 pipe를 사용하였으나 heating coil의 주 목적이 유체의 수송이 아니라 열 전달에 있는 만큼, 열효율이 극히 나쁜, 단순한 형태의 pipe를 사용하는 것은 설계 목적에 부합되지 않는다. 따라서 열전달율이 상대적으로 높은 Fin부착 pipe를 상정할 수 있는데, LNG선 cofferdam heating coil의 경우 상선의 H.F.O. tank 가열장치 등과는 달리 세척 등 보수, 유지의 문제가 별로 없고 열효율을 증대시킬 수 있으므로 이에 대한 적극적 고려가 필요하다. Finned pipe의 경우에도 fin이 부착되지 않은 면에서는 앞에서 구한 bare pipe가 만족해야 할 조건인 식 (5) 와 (6)을 만족해야 하며 fin이 부착된 부분에서는 식 (7)을 만족해야 한다.

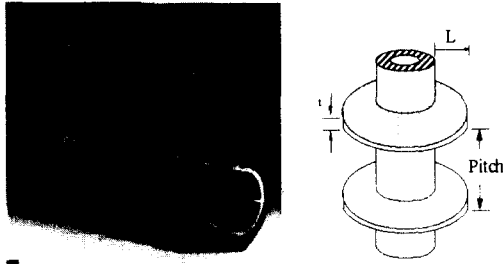
$$2\pi r_1 h_1 t(T_m - T_1) = 2\pi t k \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} = A_f \eta_f h_2(T_2 - T_\infty) \quad (7)$$

여기서

- $t$  : Fin의 두께
- $A_f$  : Fin area
- $\eta_f$  : Fin의 효율

4.5 Finned pipe 해석 결과

여러 가지 다양한 형태의 열교환기들이 있으나 본 보고서에서는 Fig. 10 a)와 같은 spiral type의 띠판이 pipe에 감겨져 있는 finned pipe를 Fig. 10 b)와 같은 annular형의 finned pipe로 가정하여 계산을 수행하였다. 그림에는 fin의 효율에 큰 영향을 미치는 fin의 길이, pitch등의 설계 변수들이 나타나 있다.



a)Pipe with spiral fin b)Simplified pipe

Fig. 10 Pipe with spiral fin and a model

그리고 계산은 Table 3과 같은 조건에서 수행되었다.

Table 3 Input data for calculation of finned pipe

Glycoled water 혼합비	1 : 1
Glycoled water 입력 온도	80 °C
Pipe 외경	76.3 mm
Pipe 내경	67.9 mm
Cofferdam 평균 실내 온도	5 °C
Glycoled water flux	7 m <sup>3</sup> /h
작동 유체 입력 속도	약 2 m/sec

Bare pipe인 경우 Table 3에 제시된 조건에서 계산을 수행하면 약 845m가 산정된다. fin의 두께가 1.2mm, 2.0mm인 경우에 Finned pipe의 계산 결과는 Table 4에 제시되어 있다. 여기에서는 편

의상 계산의 결과를 대류에 의한 것만 보여주고 비교하였다.

Table 4 Required pipe length (m)

Fin Thickness	Fin Pitch	Fin Length	
		10 mm	22 mm
1.2 mm	1 inch/5개	217 m	129 m
	1 inch/2개	491 m	354 m
2.0 mm	1 inch/5개	205 m	112 m
	1 inch/2개	474 m	322 m

결과를 보면 fin의 길이와 pitch가 지배적인 역할을 하고 있음을 알 수 있다. 그리고 위의 계산 결과에는 포함되어 있지 않으나 pitch가 짧고 fin의 길이가 길면 pipe의 직경은 pipe의 길이 산정에 그리 큰 영향을 주지 못하고 있다. 한편 fin의 pitch가 짧으면 두께에 의한 영향은 별로 없음을 확인할 수 있다. 그러나 pitch와 fin의 길이가 길면 길이가 짧은 경우(10mm)에 비하여 두께에 의한 표면적이 상대적으로 커지기 때문에 두께의 영향이 상대적으로 크게 나타나고 있다.

Finned pipe의 경우 bare pipe에 비하여 효율이 뛰어나므로 pipe의 발주 물량 및 배관작업에 따르는 M/H를 줄일 수 있을 것으로 여겨진다. 물론 단위 길이 당 자재비의 경제성 검토가 선행되어야 하며 특히 heating coil 길이 감소에 의한 배치의 어려움과 stringer, longitudinal등 구조 부재 관통시 작업이 복잡해질 수 있는데 이 경우 bare pipe와의 적절한 조합등을 검토해 볼 수 있겠다.

5. 결론

Compartment간의 복합적 열전달을 고려한 이차원 선체 온도 분포 계산을 수행하여 GT및 3D 결과와 비교하였다. 대체적으로 기존 결과들과 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 수행한 내용 및 결과를 요약 정리하면 다음과 같다.

- 1) 선체 외측에서 내측으로의 온도 구배가 선체



길이 방향과 비교하여 매우 지배적이므로 2D의 결과와 3D의 결과가 대체적으로 일치할 것으로 예측을 했고, 해석 결과 예상한 대로 비슷하다는 결론을 내릴 수 있었다.

- 2) 선체의 compartment사이의 연성을 고려한 것과 고려하지 않은 결과는 그리 큰 차이를 주지는 않았다. 특히 계산의 목적이 선체의 온도 분포 해석이 아니라 heating coil의 설계에 있다면 연성을 고려하지 않고 계산해도 문제는 없을 것으로 여겨진다.
- 3) Heating coil설계를 위한 기초 자료로서 cofferdam을 5°C로 유지하기 위한 heat flux의 양을 산정하였다.
- 4) Heating coil의 길이를 산정하였고 기존의 계산 결과와 비교하여 그 타당성을 검증했다.
- 5) 현재의 bare pipe로 구성되어 있는 heating coil system의 대안으로 fin을 부착한 pipe로 구성된 system을 제시하고 그 효율을 여러 가지 설계 변수들에 대하여 비교하였다.

본 연구의 결과는 조기 발주해야 하는 LNG선의 heating coil system의 초기 설계에 적용할 수 있는 기초 자료가 될 것으로 여겨지고, fin을 부착한 heating coil system을 제시함으로써 pipe의 발주 물량 및 pipe 작업에 따른 공수를 줄일 수 있을 것으로 여겨진다. 그러나 선체 온도 분포 해석의 경우 cofferdam내 stringer 및 heating coil의 배치까지 고려한 종합적인 열해석이 필요할 것으로 보이는데 이는 heating coil의 배치가 선체 온도 분포 및 BOR에 직접적으로 영향을 미칠 수 있기 때문이다. 한편 pipe의 길이를 산정할 때도 압력 구배, 중력, 마찰 등을 고려한 좀 더 현실적인 모델링이 필요할 것으로 여겨지며 heating coil의 적정 길이 산정과 배치 사이의 관계도 검토되어야 할 것이다.

## 참 고 문 헌

- [1] 천병일, "LNG선의 3차원 선체 온도분포에 관한 연구," 대우중공업 선박해양기술연구소, 1995.
- [2] 김영찬, "LNG선의 Cargo Tank의 Heat Balance 연구," 대우중공업 선박해양기술연구소, 1992.
- [3] 허주호, 배재류, 이영범, "LNG선 기술항목분류 및 기술개발과제 도출," 대우중공업 선박해양기술연구소, 1995.
- [4] 이영범, 허주호, "138 K LNG선의 Heating Coil 용량 및 배치 결정을 위한 Cofferdam 내 열정산," 옥포조선기술, Vol.42, pp.19-27, 1996.
- [5] International Maritime Organization, IGC Code(International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied gases in Bulk), IMO, London, 1993.
- [6] Gaz Transport Report, "Thermal Calculation of 130,000 m<sup>3</sup> LNG Carrier," 1991.
- [7] Frank P. Incropera and David P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, John Wiley & Sons, 1990.
- [8] 허주호, 전윤호, "멤브레인형 LNG선의 화물창 온도분포 해석," 대한조선학회 논문집, Vol.34, No.4, pp.108-118, 1997.
- [9] J. P. Holman, Heat Transfer, McGraw-Hill, 1986.
- [10] 선장배관 기술 소위원회, 선장배관 기준집, 조선공업협회.