

〈논 문〉

수중기관에서 냉열을 이용한 배기가스 액화시스템 해석

이근식* · 장영수** · 노승탁***

(1995년 3월 7일 접수)

The Liquefaction System of the Exhaust Gas using Cold Energy in Underwater Engine

Geun Sik Lee, Young Soo Chang and Sung Tack Ro

Key Words : Liquefaction System(액화시스템), Exhaust Gas(배기가스), Cold Energy(냉열), Underwater Engine(수중기관), Closed Cycle Heat Engine(폐회로 열기관), LNG(액화천연가스)

Abstract

In operating the underwater engines such as encountered in exploring submarines, the dumping of the exhaust gas out of the engine requires a large portion of the total power, frequently amounting to 25~30% of the power generated. This unfavorable circumstance can be cured by liquefying the exhaust gas and storing it. In the present study, two liquefaction systems were simulated to enhance the overall efficiency; one is a closed cycle diesel engine and the other is a closed cycle LNG engine. The liquefied natural gas(LNG) is chosen as a fuel, not only because its use is economical but also because its cold energy can be utilized within the liquefaction system. Since a mixture of oxygen and carbon dioxide is used as an oxidizer, liquefying carbon dioxide is of major concern in this study. For further improving this system, the intercooling of the compressor is devised. The necessary power consumed for the liquefying system is examined in terms of the related properties such as pressure and temperature of the carbon dioxide vessel as a function of the amount of the exhaust gas which enters the compressor. The present study was successful to show that much gain in the power and reduction of the vessel pressure could be achieved in the case of the closed cycle LNG engine. The compression power of exhaust gas were observed remarkably lower, typically only 6.3% for the closed cycle diesel engine and 3.4% for the closed cycle LNG engine respectively, out of net engine power. For practicality, a design-purpose map of the operating parameters of the liquefaction systems was also presented.

기호설명

a : 엔진에서 재순환되는 이산화탄소의 양
 b : 엔진에서 재순환되는 산소의 양

B_c : 연소시 산소 1 kg 당 발생하는 이론 이산화탄소의 양, kg/kg(O₂)

B_f : 연소시 산소 1 kg 당 소비되는 연료의 양, kg/kg(O₂)

f_c : 배기가스 중 압축기로 유입되는 분율

f_l : 배기가스의 이산화탄소 중 액화되는 분율

*회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과
 **회원, 서울대학교 대학원 기계공학과
 ***회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

h	: 엔탈피, kJ/kg
L_{cd}	: 이산화탄소용기의 열손실계수, kJ/kg(O ₂) °C
L_{ox}	: 산소용기의 열손실계수, kJ/kg(O ₂)°C
M_i	: i 성분의 분자량, kg/kmol
m_5	: 공급산소 1 kg 당 액화시스템에 유입되는 질량(= m_7), kg/kg(O ₂)
m_9	: 공급산소 1 kg 당 액화시스템에서 방출되 는 질량, kg/kg(O ₂)
P_{cv}	: 이산화탄소용기의 압력
P_{cvcd}	: 이산화탄소용기의 압력 중 이산화탄소의 분압
Q_{con}	: 예냉기와 액화용기에 공급(소요)되는 냉열 량, kJ/kg(O ₂)
Q_{cv}	: 액화용기에 공급(소요)되는 냉열량, kJ/kg(O ₂)
Q_{intc}	: 압축기 중간냉각기에 소요되는 냉열량, kJ/kg(O ₂)
Q_{loss}	: 액화용기와 외부와의 온도차로 인한 침투 열량, kJ/kg(O ₂)
Q_{LNG}	: LNG에 의해 공급되는 냉열량, kJ/kg(O 2)
Q_{PHX}	: 예냉기에 공급(소요)되는 냉열량, kJ/kg(O ₂)
T_{cv}	: 이산화탄소용기의 온도, °C
T_e	: 외부수온, °C
u	: 내부에너지, kJ/kg
u_{cv}	: 이산화탄소용기에서 포화액의 내부 에너 지, kJ/kg
x_7	: 예냉기 입구에 유입되는 배기가스 중 산소 의 질량분율
x_9	: 이산화탄소용기를 빠져나가는 배기가스 중 산소의 질량분율
X_i	: i 지점의 몰분율

1. 서 론

해저개발이 활발해짐에 따라 수중에서 작동하는 기관에 대한 연구 개발이 많이 이루어지고 있다. 이러한 수중기관(underwater engine)은 대개 3000~6000 m의 심해에서 작동해야 한다. 따라서 동력발전장치로 축전지를 이용하거나 방사성 동위원소 랜킨사이클이나 열전발전기 등을 이용한 연

구가 진행되고 있으며, 가장 유망한 것으로는 연료 전지나 폐회로 열기관을 이용하는 것이다. 폐회로 열기관으로는 스테링 기관이나 폐회로 디젤엔진 등이 사용될 수 있다.^(1~3)

열기관에서 연료의 연소로 배기가스가 발생하게 되며 배기가스 중 수분은 액화되어 제거되거나 이산화탄소의 처리는 분체가 된다. 동력발전장치로 폐회로 디젤엔진을 사용할 경우 연료의 연소를 위해 저장된 액체산소를 기화시켜 엔진에 공급해야 한다. 따라서 이러한 산소의 기화열을 이용하여 배기가스의 이산화탄소를 액화시켜 용기에 보관하는 시스템에 대한 연구도 이루어지고 있다. 배기가스 중 수분은 액화되어 제거된 후 일부가 압축기로 가압되어 액화시스템으로 공급되고, 나머지는 엔진의 흡기로 재순환된다. 액화시스템으로 공급된 배기가스는 엔진으로 공급되는 산소와 열교환을 통해 열을 잃게 된다. 배기가스 중 연소에서 이론산소량에 의한 이산화탄소(이하 이론 이산화탄소)가 액화되고 나머지는 다시 재순환 되어 엔진으로 공급된다.

만일 동력발전장치로 폐회로 가스엔진을 사용하고 그 연료로서 액화천연가스(LNG)를 사용⁽⁴⁾하면, 산소의 기화열 뿐만 아니라 LNG의 기화열도 이용할 수 있으므로 보다 효과적으로 배기가스의 이산화탄소 액화시스템을 구성할 수 있을 것으로 기대된다.

수중기관의 연소과정 및 배기가스의 특징은, 산화제가 공기인 육상에서의 연소과정과 달리 단열화 임온도를 조절하기 위하여 과잉 이산화탄소를 기화시킨 산소와 함께 투입할 필요가 있으며 이에 따라 배기가스를 탈수시키면 배기가스 중 이산화탄소의 몰분율이 70% 이상으로 상당히 높게 된다. 따라서 배기가스액화는 이산화탄소와 산소의 혼합가스로부터 이산화탄소의 액화과정으로 구할 수 있다.

본 연구에서는, 동력장치로 폐회로 디젤엔진과 폐회로 가스엔진을 가지는 수중기관에 대해, 배기가스 액화시스템을 구성하고 이에 대한 시뮬레이션을 통하여 시스템의 작동조건 및 특성을 파악함으로써, 시스템의 설계 및 운전조건 결정에 기초 자료를 제공하고자 한다.

2. 폐회로 디젤엔진의 액화시스템

폐회로 디젤엔진의 액화시스템을 개략적으로 나타내면 Fig. 1과 같다. 디젤엔진에서 발생하는 배

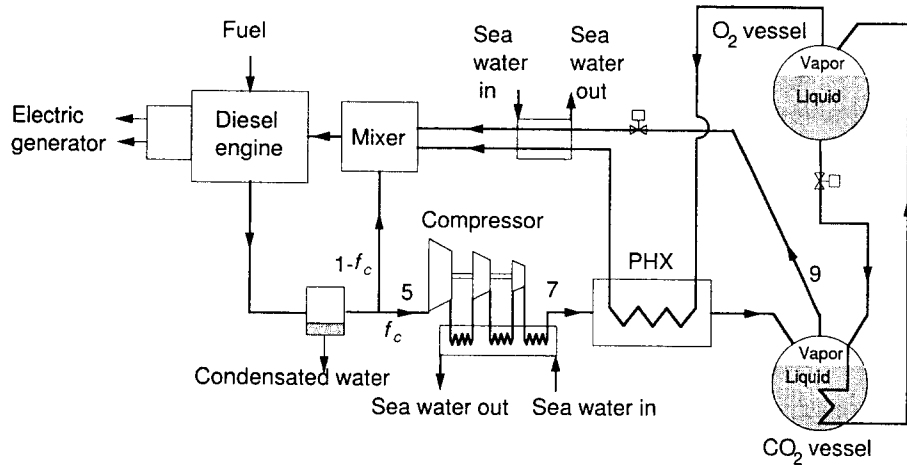
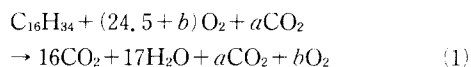


Fig. 1 Schematic diagram of liquefaction system in underwater vehicle with a closed cycle diesel engine.

기가스는 수분이 제거되고 일부는 가압되어 액화시스템으로 유입되고, 나머지는 혼합기로 보내진다. 여기서 액화시스템을 거처온 미액화 혼합가스와 산소용기에서 공급되는 산소가 혼합되어 연료의 산화제로서 디젤엔진에 공급된다.

폐회로 디젤엔진은 산소용기에서 공급되는 산소와 재순환된 이산화탄소의 혼합가스에 연료를 분사하여 동력을 얻게 된다. 여기서 이산화탄소는 연료의 연소에 의해서 발생하는 이산화탄소만큼은 액화시스템에서 액화되고 디젤엔진으로 재순환되어 폐회로를 이루게 된다. 따라서 디젤엔진에서 발생하는 배기가스는 과잉공급된 산소와 이산화탄소, 수증기로 구성된다. 여기서 산소의 액화온도는 이산화탄소와는 큰 차이가 있으므로(이산화탄소의 경우 0.8 MPa에서 액화온도는 -46°C 이고, 산소의 경우 0.8 MPa에서 액화온도는 -157°C 임) 산소는 불액화가스로 가정하여, 액화시스템에서는 이산화탄소만 액화되는 것으로 하였다.

이러한 산소와 이산화탄소의 양에 따라 액화시스템으로 유입되는 배기가스의 상태가 달라지게 된다. 디젤엔진에서의 연소방정식을 세워보면 다음과 같다. 여기서 디젤엔진의 연료는 세탄($\text{C}_{16}\text{H}_{34}$)으로 하였다.



여기서 과잉 이산화탄소 a , 과잉 산소 b 는 엔진

에서 재순환되는 이산화탄소와 산소의 양을 나타내고, 이들의 값에 따라 배기가스의 성분과 온도가 달라지게 된다. 본연구에서는 연소가스의 온도가 2000 K가 되도록 a 와 b 를 정하였다. 또한 이 온도에서 이산화탄소의 열 해리도는 비교적 낮아 에너지에 영향을 주지 않으므로 계산의 간편성을 위하여 이를 무시하였다.

식 (1)에서 연소되는 산소 1 kg 당 발생하는 이산화탄소의 양은 $B_c = 0.898$ 이고, 소비되는 연료의 양은 $B_f = 0.2888$ 이다.

액화시스템에서는 공급되는 산소의 양에 비례하는 일정량의 이산화탄소를 액화시키기 위하여 압축기로 배기가스를 가압하여야 한다. 배기가스 중 압축기로 유입되는 질량유량분율은 f_c 로, 이산화탄소의 용기에 유입되는 배기가스의 이산화탄소 중 액화되는 질량분율은 f_L 로 하기로 한다. Fig. 1의 액화시스템 전체에 대해 질량보존식을 적용하면, f_c 와 f_L 의 정의에 의하여 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$M_{\text{C}_{16}\text{H}_{34}} + 24.5M_{\text{O}_2} = 17M_{\text{H}_2\text{O}} + (16 + a)f_c f_L M_{\text{CO}_2} \quad (2)$$

이를 식 (1)과 비교해보면 f_c 와 f_L 은 다음의 관계가 있다.

$$f_c f_L = \frac{16}{16 + a} \quad (3)$$

액화시스템이 정상상태에서 작동할 때 연소되는

산소량에 비례하여 일정량의 이산화탄소의 액화가 필요하므로 최소 f_c 값이 존재하고 이는 식 (3)에서 $f_L=1$ 일 때의 경우이다.

Fig. 1의 시스템에서 배기가스라인의 7과 9 사이에서 유입되는 산소는 모두 배출되므로 아래의 식이 성립한다.

$$m_9 x_9 = m_7 x_7 \quad (4)$$

또 유입되는 이산화탄소 중 이론 이산화탄소가 액화되고 나머지가 배출되므로 공급되는 산소 1 kg에 대하여 식 (5)와 같은 관계식이 성립한다.

$$m_7 - m_9 = B_c \quad (5)$$

한편 식 (1), (4), (5)로부터 m_7 과 m_9 는

$$m_7 = \frac{(16+a)M_{CO_2} + bM_{O_2}}{24.5M_{O_2}} f_c = \frac{B_c}{1 - x_7/x_9} \quad (6a)$$

$$m_9 = \frac{(16+a)(1-f_L)M_{CO_2} + bM_{O_2}}{24.5M_{O_2}} f_c = m_7 - B_c \quad (6b)$$

와 같고, 여기서 액화시스템의 입출구 산소농도 x_7 과 x_9 를 구하면

$$x_7 = \frac{m_{7, O_2}}{m_7} = \frac{bM_{O_2}}{(16+a)M_{CO_2} + bM_{O_2}} \quad (7a)$$

$$x_9 = \frac{m_{9, O_2}}{m_9} = \frac{bM_{O_2}}{(16+a)(1-f_L)M_{CO_2} + bM_{O_2}} \quad (7b)$$

로 과잉 이산화탄소 a , 과잉 산소 b , 또 이산화탄

소 액화분율 f_L 의 함수로 표시된다.

이산화탄소의 용기와 예냉기에 대한 에너지식은 다음의 가정을 도입하여 식 (8a)와 같이 나타낼 수 있다. 용기는 배기가스 응축과정 동안 정상상태를 유지할 수 있을 정도로 충분히 커서 용기내 액의 충전과정이 용기의 압력과 온도에 영향을 주지 않는다. 또한 액이 용기에 채워지기 시작하는 초기를 제외하고는 용기의 가스의 질량이 전체용기내 물질의 질량 중 차지하는 양 중에서 극히 적고, 또한 그 변화율도 작다. 따라서 $dm_{cv}/dt \approx dm_{cvf}/dt$ 이고, 용기내의 내부 에너지의 변화율은 $\frac{dU_{cv}}{dt} \approx u_{cvf} \frac{dm_{cvf}}{dt}$ 이다. 따라서 에너지식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(m_7 - m_9) u_{cvf} = -Q_{con} + m_7 h_7 - m_9 h_9 + Q_{loss} \quad (8a)$$

$$Q_{loss} = m_{ox} L_{cd} (T_e - T_{cv}) \quad (8b)$$

$$Q_{con} = Q_{PHX} + Q_{cv} \quad (8c)$$

여기서 Q_{con} 은 산소의 냉열로서 포화증기의 산소가 예냉기에서 과열되면서 열을 흡수하는 현열부분과 포화액의 산소가 이산화탄소 용기내를 지나면서 증발하는 잠열부분으로 나뉘어진다. 각각의 냉열은 162.5 kJ/kg과 197.9 kJ/kg로 일정한 값을 가진다.

Table 1 Simulation conditions of liquefaction system for closed cycle diesel engine

Variables	Values
Combustion gas temperature	2000 K
External water temperature, T_e	10°C
Inlet temperature of dehydrated exhaust gas, T_{5a}	20°C
Inlet pressure of dehydrated exhaust gas, P_{5a}	1.013bar
CO ₂ mole concentration of dehydrated exhaust gas, X_{5CO_2}	97%, 72%
Oxygen delivery temperature, T_3	0°C
Liquid oxygen temperature, T_1	-173°C
Oxygen vessel unit heat loss coefficient, L_{ox}	0.02 kJ/kg(O ₂)°C
CO ₂ vessel unit heat loss coefficient, L_{cd}	0.02 kJ/kg(O ₂)°C
The mass of CO ₂ produced per unit mass of O ₂ burnt, B_c	0.8982 kg/kg(O ₂)
Fuel consumption per unit mass of O ₂ burnt, B_f	0.2888 kg/kg(O ₂)
Cold energy of O ₂	360 kJ/kg(O ₂)

이산화탄소와 산소 용기에서 열손실을 고려하였으며, L_{ca} 는 이산화탄소 용기의 열손실계수를 나타낸다.

액화시스템의 해석은 주어진 a , b 와 f_c 로부터 식 (4)와 식(6), (7)에 의해 액화시스템의 입출구의 질량유량 및 성분비를 알 수 있다. 또한 이산화탄소 용기에서 가스의 성분비는 출구와 동일하다고 가정한다. 계산과정은 다음과 같다. 용기의 온도를 가정하면 이 온도에 대응하는 이산화탄소의 분압과 성분비로부터 이산화탄소 용기의 압력을 알 수 있고, 액화시스템의 입출구 및 용기에서의 열역학적 상태량을 계산할 수 있다. 가정한 온도가 식 (8)의 에너지 균형식을 만족하도록 이산화탄소 용기의 온도를 반복 계산한다. 이렇게 하여 구한 최종 용기 온도와 압력으로부터 압축기에서 배기가스를 용기의 압력까지 가압하는데 필요한 동력을 구할 수 있다.

압축기는 배기가스를 3단으로 압축하며 각 단의 압축비를 동일하게 하였고 등 엔트로피 압축으로 가정하였다. 압축기의 각 단에는 해수를 열원으로 하는 중간냉각기를 두어 압축기 입구에서의 배기가스의 온도를 20°C로 일정하게 유지하였다. 또 시스템에서의 압력손실은 없는 것으로 가정하고, 산소와 이산화탄소의 용기를 제외한 나머지 부분에서의 열손실은 무시하였다.

위의 관계식을 이용하여 Table 1의 입력변수에 의해 시뮬레이션을 수행하였고, 산소와 이산화탄소의 각각의 물성치의 계산은 물성치 계산 프로그램인 PROPATH⁽⁵⁾를 이용하였으며, 열역학적 상태량의 계산에서 배기가스는 이상기체의 혼합물로 취급하였다.

3. 폐회로 가스엔진의 액화시스템

동력발전장치로 폐회로 가스엔진을 사용할 경우, 액화시스템의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 액화시스템은 압축기에서 가압된 배기가스를 LNG와 포화증기상태의 산소의 냉열을 이용하여 냉각시키는 예냉기와 이산화탄소의 액화 및 저장을 위한 이산화탄소용기, 압축기 입구에서 배기가스를 냉각시키는 중간냉각기로 나뉘어진다. 디젤엔진의 액화시스템과 유사한 구조와 기능을 행하나 압축기의 소요동력을 감소시키기 위해 해수 대신 산소의 잠열을 이용하여 중간냉각을 한다.

가스엔진에서 발생하는 배기가스는 디젤엔진에서의 경우와 같이 수증기와 과잉공급된 산소, 이산화탄소가 섞여 나오는데, 가스엔진에서의 연소방정식을 세워보면 다음과 같다. LNG는 몰비 90 : 10의 메탄과 에탄의 혼합물로 가정하였다.

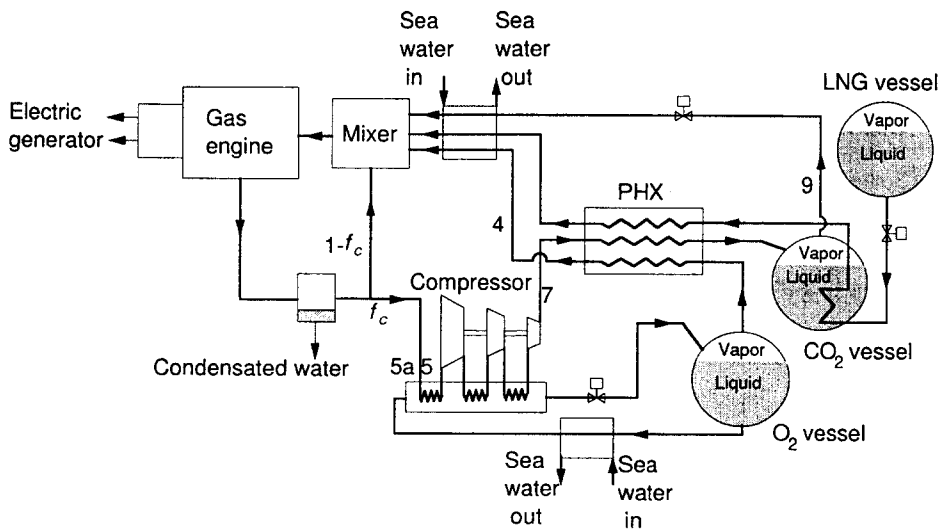
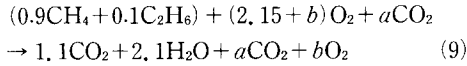


Fig. 2 Schematic diagram of liquefaction system in underwater vehicle with a closed cycle LNG engine



여기서 과잉이산화탄소 a , 과잉산소 b 의 값은 디젤엔진과 마찬가지로 가스엔진에서의 연소가스의 온도가 2000 K가 되는 것으로 취급하였다.

LNG를 연소시킬 때 식 (9)에서 공급산소 1 kg 당 발생하는 이산화탄소의 양은 $B_c = 0.7035$ 이고, 소비되는 LNG의 양은 $B_f = 0.2529$ 이다.

디젤엔진에서와 같이 압축기로 시스템에 공급되는 가스의 유량에 따른 해석을 위해 배기가스 중 압축기로 유입되는 유량분율인 f_c 와 이산화탄소의 용기에 유입되는 배기가스의 이산화탄소 중 액화되는 분율을 f_L 로 하였다.

또 식 (2), (3)과 유사하게 액화시스템 전체에 대한 질량보존식 및 관련식은 다음과 같다.

$$(0.9M_{\text{CH}_4} + 0.1M_{\text{C}_2\text{H}_6}) + 2.15M_{\text{O}_2} = 2.1M_{\text{H}_2\text{O}} + (1.1 + a)f_{cL}M_{\text{CO}_2} \quad (10)$$

$$f_{cL} = \frac{1.1}{1.1 + a} \quad (11)$$

Fig. 2의 시스템에서 배기가스라인의 7과 9 사이

에서 질량보존식은 식 (4), (5)와 같고, 식 (9)로부터 다음식을 얻을 수 있다.

$$m_7 = \frac{(1.1 + a)M_{\text{CO}_2} + bM_{\text{O}_2}f_c}{2.15M_{\text{O}_2}} f_c = \frac{B_c}{1 - x_7/x_9} \quad (12a)$$

$$m_9 = \frac{(1.1 + a)(1 - f_L)M_{\text{CO}_2} + bM_{\text{O}_2}f_c}{2.15M_{\text{O}_2}} = m_7 - B_c \quad (12b)$$

$$x_7 = \frac{m_7 \cdot o_2}{m_7} = \frac{bM_{\text{O}_2}}{(1.1 + a)M_{\text{CO}_2} + bM_{\text{O}_2}} \quad (13a)$$

$$x_9 = \frac{m_9 \cdot o_2}{m_9} = \frac{bM_{\text{O}_2}}{(1.1 + a)(1 - f_L)M_{\text{CO}_2} + bM_{\text{O}_2}} \quad (13b)$$

이산화탄소의 용기와 예냉기에 대한 에너지식은 디젤엔진의 액화시스템에서와 유사하게 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(m_7 - m_9)u_{cvf} = -Q_{con} + m_7h_7 - m_9h_9 + Q_{loss} \quad (14a)$$

$$Q_{loss} = m_{ox}L_{cd}(T_e - T_{cv}) \quad (14b)$$

Tabel 2 Simulation conditions of liquefaction system for closed cycle LNG engine

Variables	Values
Combustion gas temperature	2000 K
External water temperature, T_e	10°C
Inlet temperature of dehydrated exhaust gas, T_{5a}	20°C
Inlet pressure of dehydrated exhaust gas, P_{5a}	1.013bar
CO ₂ mole concentration of dehydrated exhaust gas, $X_{5\text{CO}_2}$	97%, 72%
Inlet temperature of compressor	> -53°C
Temperature of CO ₂ vessel	> -53°C
Oxygen delivery temperature, T_4	< 0°C
Liquid oxygen temperature, T_1	-173°C
Oxygen vessel unit heat loss coefficient, L_{ox}	0.02 kJ/kg(O ₂)°C
CO ₂ vessel unit heat loss coefficient, L_{cd}	0.02 kJ/kg(O ₂)°C
The mass of CO ₂ produced per unit mass of O ₂ burnt, B_c	0.7035 kg/kg(O ₂)
Fuel consumption per unit mass of O ₂ burnt, B_f	0.2549 kg/kg(O ₂)
Maximum cold energy utilized at precooler and CO ₂ vessel	364.4 kJ/kg(O ₂)
Maximum cold energy utilized at compressor intercooler	197.9 kJ/kg(O ₂)

$$Q_{con} = Q_{PHX} + Q_{cv} = Q_{PHX, O_2} + Q_{LNG} \quad (14C)$$

여기서 Q_{con} 은 포화증기의 산소가 예냉기에서 과열되면서 열을 흡수하는 냉열량과 포화액의 LNG가 이산화탄소 용기와 예냉기를 지나면서 열을 흡수하는 냉열량으로 이루어진다. 액화시스템의 각 상태에 대한 해석은 디젤엔진에서의 경우와 유사하다. 단 이산화탄소의 응고를 방지하기 위하여 용기의 최저온도를 -53°C 로 제한하였다. 따라서 디젤엔진의 경우와는 달리 가스엔진에서는 냉열이 남는 경우가 생기며 이 경우 해수로 방출하게 된다. 최대 이용가능 냉열량은, 공급산소 1 kg에 대하여 산소의 현열부분 162 kJ/kg과, Lee *et al.*⁽⁶⁾이 제시한 LNG의 등압추출과정에서 1 kg 당 냉열량 798.5 kJ/kg(LNG)에 공급산소 1 kg 당 소비되는 LNG의 양인 $B_f=0.2529$ 를 곱한 값인 202.0 kJ/kg(O_2)를 합한, 364 kJ/kg(O_2)이다.

압축기는 배기가스를 3단으로 압축하며 각 단의 압축비를 동일하게 하였고 등 엔트로피 압축으로 가정하였다. 압축기의 각 단의 입구에서 산소의 잠열 198 kJ/kg(O_2)을 이용하여 중간냉각을 하게 된다. 압축기 입구에서의 배기가스의 최저온도를 용기에서와 마찬가지로 -53°C 로 제한하였고, 냉열이 남을 때는 해수로 방출하게 된다.

그 외의 액화시스템의 해석을 위한 가정은 디젤엔진의 경우와 동일하며, 시뮬레이션의 입력변수를 Table 2에 나타내었다.

4. 결과 및 토의

계산결과는 공급산소의 유량을 1 kg/s에 대하여 표시하였다. 엔진의 연소가스온도는 모두 2000 K로 하였다. 연소가스의 온도를 일정하게 유지하려면 배기가스 중 이론 이산화탄소를 항상 액화시켜야 하므로, 토의의 초점은 압축동력과 소요냉열량, 용기압력 및 온도 그리고 압축기 입구온도이다. 디젤엔진과 가스엔진의 압축기 유입 이산화탄소 농도인 X_{5,CO_2} 를 97%와 72% 두 경우에 대하여 계산하였다. 액화시스템에 공급되는 냉열량은 디젤엔진의 경우 360 kJ/kg(O_2)로 일정하며, 가스엔진의 경우 최대공급냉열량은 압축기 중간냉각에서 197.9 kJ/kg(O_2)이고 예냉기와 이산화탄소 용기에 364.4 kJ/kg(O_2)을 합하여 562.3 kJ/kg(O_2)이다.

4.1 폐회로 디젤엔진의 액화시스템

디젤엔진을 사용할 경우 압축기 유입분율 f_c 에 대한 압축동력, 이산화탄소 용기(이하용기)의 압력 및 온도와 액화분율 및 출구산소농도를 배기가스 유입산소농도 $X_{5,CO_2}=97\%$ 인 경우에 대하여 Fig. 3에 나타내었다. 압축동력은 $f_c=0.175$ 부근에서 최소값 130 kJ/kg(O_2)임을 알 수 있다. 여기서 압축동력이 최소값을 가지는 이유는 다음과 같이 설명할 수 있다. 압축동력은 질량유량과 엔탈피차의 곱으로 표시되며 엔탈피는 온도 및 압력과 일정질량분율로써 표시된다. 압축기유입분율이 증가함에 따라 유입유량 m_5 가 증가한다. 이론 이산화탄소를 액화해야 하므로 액화분율 f_L 이 작아지고 출구 산소농도 x_9 이 감소하게 된다. 용기내 압력은 Fig. 1의 7점의 엔탈피(온도 및 압력과 일정질량분율)와 9점의 엔탈피(온도 및 압력과 질량분율) 및 예냉기와 이산화탄소 용기에 공급되는 냉열량에 의해 결정된다. 이론 이산화탄소를 액화하기 위해 필요한

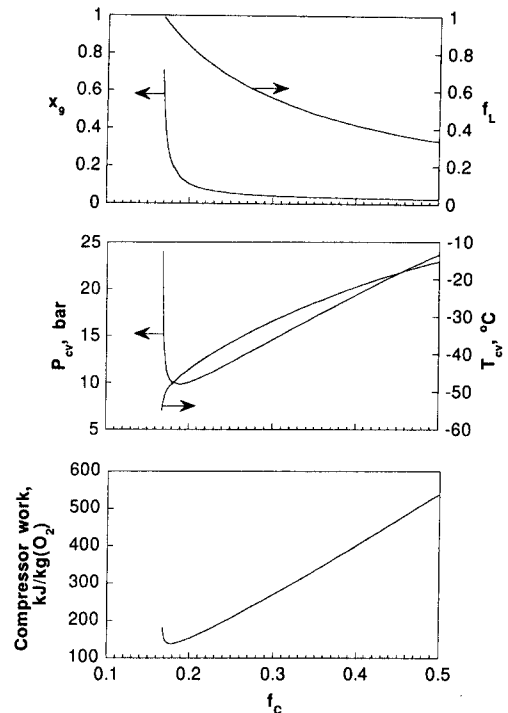


Fig. 3 Isentropic compressor work, pressure, temperature, outlet O_2 mass fraction and the liquefaction fraction of CO_2 in the CO_2 vessel as a function of f_c for the liquefaction system of diesel engine. ($X_{5,CO_2}=97\%$)

냉열량보다 주어진 산소냉열량 360 kJ/kg(O₂)이 모자라면 용기내 온도가 올라간다. 이산화탄소의 분압은 용기의 온도에 대한 함수이어서 유사한 거동을 하게 되므로 f_c 에 따라 단조증가하게 된다.

한편, 용기내 압력은 $P_{cv} = P_{vcd} / (1 - X_9)$ 이므로 이산화탄소의 분압과 물분율의 함수이고, Fig. 3에서 압축동력 최소인 f_c 값 이하에서는 이산화탄소의 분압의 증가보다 산소 물분율의 감소가 월등하게 크므로 f_c 의 증가에 따라 용기압력이 감소하게 된다. 최소점 이후 용기출구산소 농도의 변화가 작으므로 용기내 압력은 이산화탄소의 분압증가에 주로 의존한다. 따라서 용기압력 최소점의 존재로 인해 압축동력 최소점이 존재하게 된다.

$X_{5,CO_2} = 72\%$ 인 경우 압축동력과 관련변수들이 Fig. 4에 제시되어 있다. 압축동력은 $f_c = 0.225$ 부근에서 최소값 320 kJ/kg(O₂)임을 보여주고 있다. 용기내 온도 및 압력과 용기출구 이산화탄소 농도는 Fig. 3과 유사한 경향을 보이나 전체적으로 용기압력이 상승하였고 관련변수의 변화율이 완만함

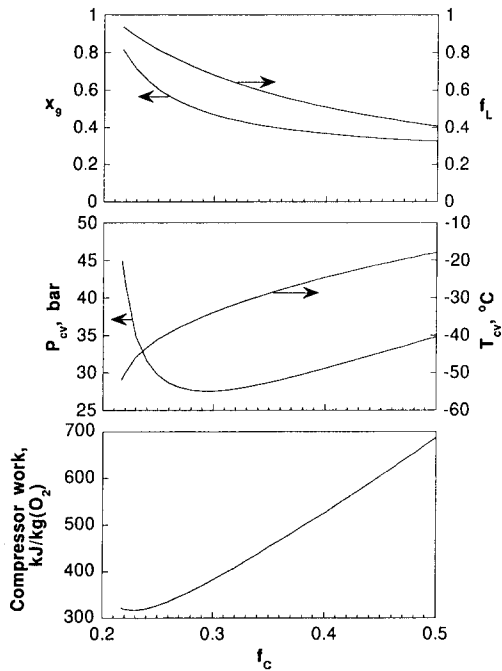


Fig. 4 Isentropic compressor work, pressure, temperature, outlet O₂ mass fraction and the liquefaction fraction of CO₂ in the CO₂ vessel as a function of f_c for the liquefaction system of diesel engine ($X_{5CO_2} = 72\%$)

을 볼 수 있다.

4.2 폐회로 가스엔진의 액화시스템

가스엔진을 사용할 경우의 액화시스템은 배기가스 유입산소농도가 97%, 72%인 경우에 압축동력 및 소요냉열량과 용기압력 및 온도, 또 액화분율과 출구 산소농도가 f_c 의 함수로서 각각 Fig. 5, Fig. 6에 제시되어 있다. 먼저 $X_{5,CO_2} = 97\%$ 인 경우, 압축동력은 $f_c = 0.15$ 부근에서 최소동력값 75.7 kJ/kg(O₂)을 가짐을 알 수 있고 $f_c = 0.37$ 부근에서 다시 한번 기울기가 달라진다. 용기온도 그래프를 살펴보면 등온으로 유지되는 구간은 냉열량 그래프에서 용기와 예냉기에 공급되는 냉열이 남게되고, 온도

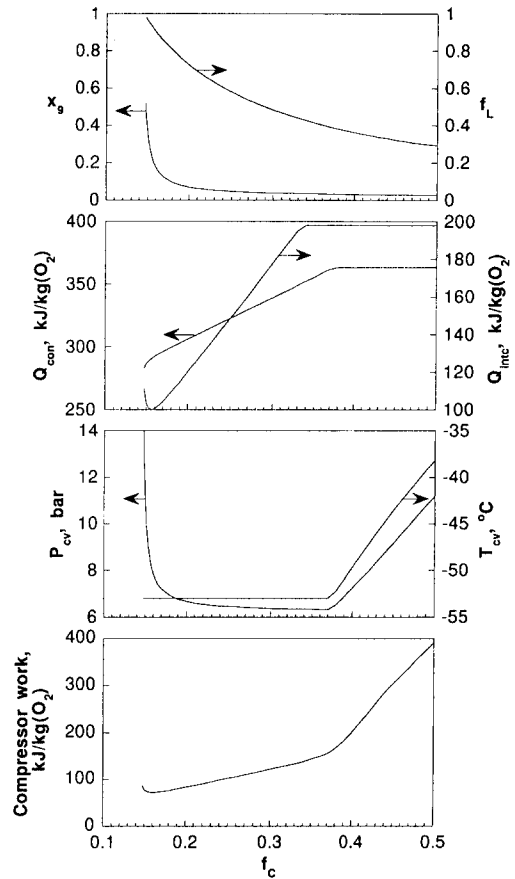


Fig. 5 Isentropic compressor work, consumed cold energy, pressure, temperature, outlet O₂ mass fraction and the liquefaction fraction of CO₂ in the CO₂ vessel as a function of f_c for the liquefaction system of LNG engine ($X_{5CO_2} = 97\%$)

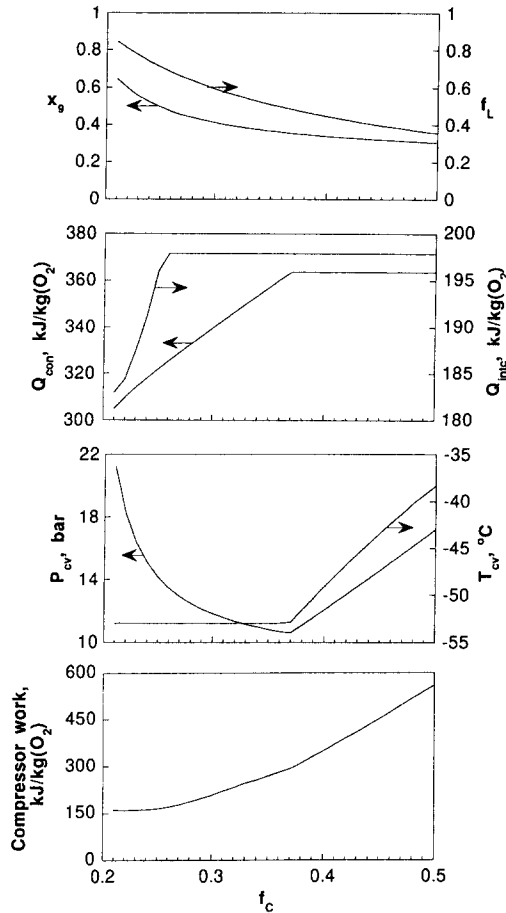


Fig. 6 Isentropic compressor work, consumed cold energy, pressure, temperature, outlet O_2 mass fraction and the liquefaction fraction of CO_2 in the CO_2 vessel as a function of f_c for the liquefaction system of LNG engine ($X_{5,CO_2}=72\%$)

가 증가하는 구간을 살펴보면 냉열이 모자라는 구간이 되며 이때의 압축기 유입분율 $f_c=0.37$ 임을 알 수 있다. 압력은 급격히 감소하였다가 거의 일정한 구간이 존재하고 다시 용기온도와 유사하게 증가함을 볼 수 있다. 이는 초기 급격히 감소하는 구간은 용기 출구 산소농도의 급격한 감소에 주로 기인한다. 거의 일정한 압력구간은 출구산소농도가 거의 일정하고 용기 온도가 일정하여 이산화탄소분압이 일정하기 때문이며, 다시 증가하는 구간은 출구농도의 변화는 거의 없으나 용기온도 상승에 따른 이산화탄소의 분압(포화압력)의 증가에 기인한다.

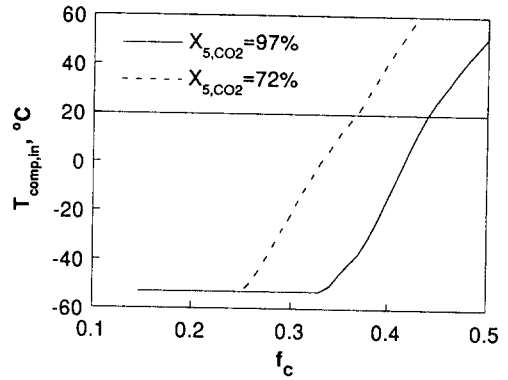


Fig. 7 Compressor inlet temperature for the LNG engine as a function of f_c

압축동력에 관계되는 압축기 입구온도는 Fig. 7에서 살펴볼 수 있으며 $f_c=0.33$ 부근까지는 중간냉각(intercooling)에 소요되는 냉열량이 남게 되어 압축기입구 온도가 일정하며 그 이후 중간냉각소요열량이 모자라게 되어 압축기 입구온도가 상승하게 된다. 따라서 압축기 입구온도와 용기압력이 낮은 구간에서 압축기 소요동력이 작은 중간냉각효과와 낮은 압력비에 기인함을 알 수 있다.

$X_{5,CO_2}=72\%$ 인 경우 Fig. 6을 보면 $f_c=0.22$ 부근에서 최소동력값은 $159 kJ/kg$ 이다. 압축동력은 크게 세 부분으로 나누어 생각할 수 있다. 중간냉각을 위한 산소의 냉열량이 충분하여 압축기 입구온도가 Fig. 7에 제시된 바와 같이 $-53^{\circ}C$ 로 일정할 때 압축동력은 $159 kJ/kg$ 부근의 값으로 거의 일정하다. 제2의 구간은 중간냉각기에서의 냉열량이 부족하여 압축기 입구온도가 상승하나 용기압력이 감소하여 압축동력이 약간 증가하는 구간이다. 제3의 구간은 중간냉각기 냉열량 및 배기가스 액화소요 냉열량 모두가 부족하여 용기압력 및 온도의 상승뿐만 아니라 압축기 입구 온도 역시 상승하여 압축동력이 보다 더 증가하는 구간이 된다. 용기압력이 감소하는 구간은 일정 용기온도에 대응하는 이산화탄소의 포화압력이 일정하며 출구산소농도는 f_c 에 따라 감소하기 때문이며, $f_c=0.37$ 이후에 용기온도의 증가에 따라 용기압력이 증가하게 된다.

Fig. 7에 압축기 입구온도에 대한 그래프가 제시되어 있다. 압축기 입구 CO_2 농도가 97%인 경우가 72%인 경우보다 더 높은 압축기 유입분율까지 산소의 냉열량이 모자라지 않음을 알 수 있다. 이

는 $X_{5,CO_2}=97\%$ 경우에 용기압력이 낮으므로 압축기 각단 출구 압력이 낮게 되고 이에 따라 중간냉각에 소요되는 냉열량이 $X_{5,CO_2}=72\%$ 의 경우보다 적음을 알 수 있다.

4.3 디젤엔진과 가스엔진의 액화시스템의 해석 결과의 비교

디젤엔진과 가스엔진의 각각의 경우에 대하여 f_c 에 따른 압축동력이 Fig. 8에 제시되어 있다. 이 두 가지 엔진이 같은 열효율과 같은 출력을 가진다면 두 엔진의 연료의 질량유량비는 발열량비의 역수이므로 LNG의 발열량을 대략 50000 kJ/kg,⁽⁷⁾ 디젤(세탄) 발열량을 44000 kJ/kg⁽⁸⁾으로 잡으면, 가스엔진의 연료소모량에 대한 디젤엔진의 연료소모량의 비는 1.136이 된다. 또한 소모 산소 1 kg 당 LNG의 소모량은 0.2529 kg(LNG)/kg(O₂)이고, 디젤 소모량은 0.2888 kg(C₁₆H₃₄)/kg(O₂)이므로, 동일효율 및 출력을 가지는 가스엔진에 대한 디젤엔진의 산소 소모량의 비는 $1.136 \times 0.2529 / 0.2888 \sim 1$ 이므로 산소 1 kg 당 가스엔진과 디젤엔진의 압축동력을 별도의 보정 없이 비교할 수 있다. 20°C의 해수로 압축기를 중간 냉각하는 디젤 엔진의 배기가스 압축동력보다 산소의 냉열을 이용하여 -53°C로 압축기 각 단의 입구를 냉각하는 가스엔진의 압축동력이 약 50%밖에 소요되지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9에 이론 이산화탄소를 액화시킬 때 압축기 유입분율에 따른 압축기유량을 소모산소 1 kg 당에 대하여 도시하였다. 같은 압축기 유입분율에 대해 액화시스템 유입유량이 가스엔진보다 디젤엔진이, 유입 이산화탄소 농도 97%의 경우보다 72%의 경우가 더 많은 유입유량이 필요함을 알 수 있다.

압축기 유입분율에 따른 용기압력이 Fig. 10에 제시되어 있다. LNG 엔진의 경우보다 디젤엔진의 용기압력이 대략 두 배 이상 높음을 알 수 있다. 이는 가스엔진의 경우 산소의 냉열과 LNG의 냉열을 동시에 이용함으로써 용기내 압력을 줄일 수 있기 때문이다.

f_c 에 따른 용기온도의 변화를 Fig. 11에서 살펴볼 수 있다. 가스엔진의 경우가 디젤엔진의 경우보다 충분한 냉열량을 이용하여 훨씬 낮은 용기온도를 유지시킬 수 있으며 그 결과 용기온도의 변화폭이 디젤엔진보다 훨씬 작음을 알 수 있다.

한편 엔진의 출력 중 액화시스템에서 배기가스

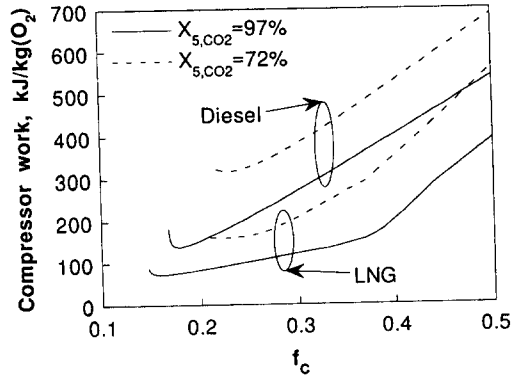


Fig. 8 Compressor work as a function of f_c

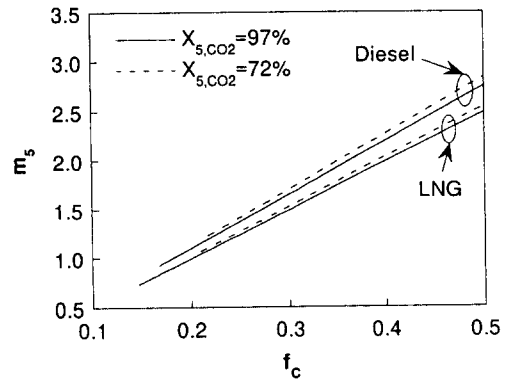


Fig. 9 Mass flow rate into the compressor as a function of f_c

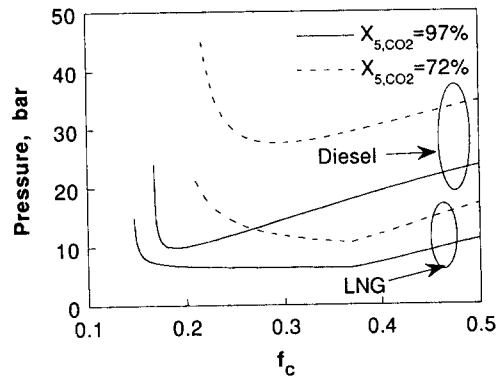


Fig. 10 CO₂ vessel pressure as a function of f_c

압축동력이 차지하는 비율을 약산해보면 다음과 같다. 연료로서 세탄과 LNG를 비교하기 위해 두 기관의 효율은 모두 25%로 가정한다. 디젤엔진의 경우 연료의 저발열량 $Q_{LHV}=44000$ kJ/kg이므로 연

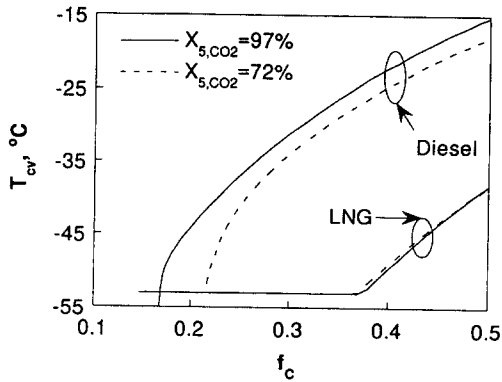


Fig. 11 CO₂ vessel temperature as a function of f_c

료 1 kg 당 출력 $W_{net}=11000$ kJ/kg이 된다. 공급산소 1 kg 당 소모되는 연료의 양은 0.2888 kg (C₁₆H₃₄)/kg(O₂)이므로 공급산소 1 kg 당 출력은 $W'_{net}=11000 \times 0.2888=3176.8$ kJ/kg(O₂)이다. 압축기 입구 이산화탄소 농도 $X_{5,CO_2}=97\%$ 의 경우인 Fig. 3에서 용기압력과 압력변화를 고려하고 최소 동력부근의 압축동력을 선정하여 $f_c=0.2$ 부근에서 설계하면, 압축동력 $W_c=150$ kJ/kg(O₂)이다. 여기서 압축기의 등 엔트로피 압축효율을 75%로 가정하면 실제압축동력 $W'_c=200$ kJ/kg(O₂)이다. 따라서 엔진출력 당 배기가스 압축 소비동력비율은 $200/3176.8=6.3\%$ 이다.

가스엔진의 경우 연료의 저발열량 $Q_{LHV}=50000$ kJ/kg 이므로 연료 1 kg당 출력 $W_{net}=12500$ kJ/kg이다. 공급산소 1 kg당 소모되는 연료의 양은 0.2529 kg(LNG)/kg(O₂)이므로, 공급산소 1 kg 당 출력은 $W'_{net}=12500 \times 0.2529=3161$ kJ/kg(O₂)이다. 압축기 입구 이산화탄소 농도 $X_{5,CO_2}=97\%$ 의 경우인 Fig. 5에서 용기압력과 압력변화를 고려하고, 압축기입구온도가 일정한 영역을 고려하여 최소 동력점부근을 선정하여 $f_c=0.2$ 부근에서 설계하면, 압축동력 $W_c \approx 80$ kJ/kg이다. 여기서 압축기의 등 엔트로피 효율을 75%로 가정하면 실제 압축동력 $W'_c=106.7$ kJ/kg(O₂)이다. 따라서 엔진출력 당 배기가스 압축 소비동력 비율은 $106.7/3161=3.4\%$ 이다.

5. 결 론

폐회로 디젤엔진과 가스엔진의 배기가스 액화시

스템을 구성하고 해석한 결과 실제 및 운전조건이 다음과 같이 제시되었으며, 총출력에 대한 배기가스액화 소요동력비율은 디젤엔진과 가스엔진의 경우에 각각 6.3%와 3.4%로서 이산화탄소 흡수식 폐회로 디젤엔진⁽²⁾의 배기가스 처리동력비율인 15%에 비해 훨씬 낮은 값으로 나타났다. 특히 가스엔진의 액화시스템이 동력절감효과가 큰 것으로 나타났다.

디젤엔진의 경우 압축동력 최소점 부근을 제외하면 공급냉열량이 모자라므로 이론 이산화탄소를 액화시키기 위해 압력을 높여야 한다. 이에 따라 압축동력이 증가하게 된다. 압축기 유입 이산화탄소의 농도가 낮을 때 이산화탄소의 분압이 낮으므로 이론 이산화탄소를 액화시키기 위해 높은 압력으로 압축하여 냉각하게 되어 압축동력이 더 많이 소요된다. 액화용기의 압력이 낮고 변화율이 작으며 압축동력이 적게 드는 압축기 유입분율이 액화시스템의 설계조건이 될 수 있으며, 압축기 유입 이산화탄소 물분율이 97%일 때는 설계조건으로 압축기 유입분율이 0.19 부근일 때를, 압축기 유입 이산화탄소 물분율이 72%일 때는 설계조건을 압축기 유입분율이 0.26 부근일 때를 선정할 수 있다.

가스엔진의 경우 디젤엔진의 경우와 달리 냉열량이 충분하므로 넓은 범위의 압축기 유입분율에 대해 액화용기의 압력이 낮게 유지되며, 압축기 입구 온도를 -53°C 까지 저온냉각시키므로 압축동력이 디젤엔진의 50% 정도밖에 소요되지 않는다. 설계조건은, 용기압력이 충분히 낮고 변화율이 작으며, 중간냉각을 위한 냉열량이 충분하여 압축기 입구온도가 변하지 않으며, 압축소요 동력이 작은 범위로 선정할 수 있다. 압축기 유입 이산화탄소 물분율이 97%일 때는 압축기 유입분율이 0.2일 때를, 72%일 때는 압축기 유입분율이 0.24일 때를 선정할 수 있다.

디젤엔진보다는 가스엔진이, 배기가스의 유입이산화탄소 농도가 낮은 쪽보다 높은 쪽이 배기가스 압축동력이 적게 소요되며 액화용기압력이 낮게 된다. 따라서 가스엔진을 사용하고 투입 산소량을 되도록 적게 하는 것이 압축동력절감과 액화용기의 설계면에서 유리하다. 그러나 설계자가 선택하는 엔진은 배기가스 액화시스템에 소요되는 동력뿐만 아니라 수중기관 전체에 대한 출력 및 열효율, 공급연료의 조달 용이성, 설계목적 및 제작의 가능성과 경제성 등을 종합하여 선택되어야 할 것이다.

후 기

이 연구는 터보동력기계연구센터의 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

- (1) Sattler, G., 1994, "Air-Independent Propulsion : The Current State of Art," *Defence Systems International* 94/95, pp. 127~131.
- (2) Brenner, R., 1993, "A Closed Cycle Diesel System for Submarines," *Marine Defence*, June, pp. 162~164.
- (3) Hawley, J. G., 1993, "Underwater Vehicle Power System Technology," *Marine Defence*, December, pp. 302~307.
- (4) Acker Jr., G., Brett, C. E., Bell, S., Midkiff, K. C. and Song, Y. K., 1989, "Experience Using LNG as a Marine Engine Fuel," *Marine Technology Society Journal*, Vol. 23, No. 2, pp. 33~39.
- (5) PROPATH Group, 1993, PROPATH : A Program Package for Thermophysical Properties, version 8.1.
- (6) Lee, G. S., Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1996, "Thermodynamic Analysis of Extraction Processes for the Utilization of LNG Cold Energy," *Cryogenics*, Vol. 36, No. 1, pp. 35~40.
- (7) 송희중, 1985, LNG 냉열발전 기술연구, 한국전력공사 기술원.
- (8) Heywood, J. B., 1989, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, p. 915.