

대형 터어빈계통의 고효율 배압시스템 개발에 관한 연구(Ⅰ)

김경근* · 윤석훈* · 김용모** · 김종현*** · 김철환****

A Study on the Vacuum System for High Efficiency Marine Steam Turbine System

K. K. Kim · S. H. Yoon · Y. M. Kim · J. H. Kim · C. H. Kim

Key words : Liquefied natural gas(액화천연가스), Main steam condenser(주증기복수기), Steam ejector(증기이젝터), Main engine(주기관)

Abstract

The demand of clean energy, like liquefied natural gas(LNG), increase suddenly because it generates few polluting substances when burned and from the point of view with caloric value it generates relatively less CO₂ gas than the other energy sources. LNG transpotion method of our country is marine transportation by ships because the LNG producing district is far away from Korea.

Main engines for most LNG ships are steam turbines, and the efficiency of steam turbine is influenced by the degree of vacuum of main steam condenser.

This paper introduce the design method of the vacuum system for high efficiency marine steam turbine. Especially, it is developed the CAD program for the large steam condenser and steam ejector. Also, it is designed the pilot plant including high pressure boiler for the performance test and maked a part of this plant.

1. 서 론

우리나라는 국민생활의 향상, 에너지 수입원의 다양화 및 환경오염문제와 관련하여 본격적인 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG) 소비시대로 진입하고 있으며, 이러한 LNG는 1987년

에 처음으로 연간 200만톤을 인도네시아로부터 도입하기 시작하여 2000년에는 연간 약 1000만톤을 도입할 계획이며, 앞으로도 LNG의 소비는 폭발적으로 증가할 것이다.

우리나라의 LNG 수송은 지리적인 특수성으로 인하여 전적으로 선박에 의존하여야 하므로 현재

* 정회원, 한국해양대학교 해사대학

** 정회원, 한국열유체산업

*** 정회원, 한국선급

**** 정회원, 한국해양대학교 대학원

국내의 각 조선소에서는 LNG선 약 20여척의 건조가 진행중이거나 계획중에 있는 등, LNG선의 수요는 계속적인 증가가 이루어질 것으로 생각된다. 이러한 LNG선은 적당 건조단가가 2000억원을 상회할 뿐만 아니라 고부가가치의 첨단기술이 요구되므로 세계적으로도 미국, 프랑스 및 일본만이 LNG선의 건조실적을 갖고 있는 실정이며, 이에 관한 연구도 꾸준히 이루어지고 있다.^{1) 2)}

국내에서 건조되는 LNG선은 약 36,000마력급의 증기터어빈을 주기관으로 하는 증기터어빈선으로, 이에 필요한 배압시스템은 주증기복수기(Main Steam Condenser)내를 700mmHg 이하의 고진공으로 유지시킬 수 있어야 한다. 이러한 배압유지 시스템은 증기터어빈의 효율향상을 위한 핵심적인 시스템으로서, 이의 개발은 급후 국내에서 계속적으로 LNG선이 건조되어야 할 형편임을 감안할 때, 기술 및 경제적 측면에서 매우 중요한 과제라고 할 수 있다.³⁾

LNG는 대기압상태에서 액화온도가 -162°C 이기 때문에 LNG선의 화물탱크는 약 1.1기압, -162°C 의 초저온 상태를 유지해야 한다. 그러나 장기간의 해상수송중 LNG의 증발은 필연적으로 발생하게 되며, 이러한 천연가스를 재액화하기 위하여는 방대한 냉각장치를 필요로 하므로, 발생하는 천연가스는 보일러에 공급되어 증기터어빈의 구동용 증기를 발생시키는 연료로 사용되고 있는 실정이다. 이러한 증기터어빈 시스템의 열역학적 사이클에서는 복수기의 배압을 낮출수록 증기터어빈 시스템의 효율이 향상되므로 증기터어빈의 배압, 즉 복수기내부의 압력상태를 고진공으로 유지하는 것이 매우 중요하며, 이를 위한 핵심적인 요소기술인 배압유지시스템의 개발이 필요하다.

이러한 대형 증기터어빈계통의 고효율 배압유지시스템은 시스템 구성이 매우 복잡하고 고신뢰성이 요구되는 고부가가치장치로써, 이를 국산개발하여 증기터어빈 플랜트의 열효율을 향상시키고 국내 조선소의 가격경쟁력을 향상시키는 것이 본 연구의 최종목표이다.

이를 위한 본 연구개발사업의 년도별 개발목표를 요약하면 다음과 같다. (1) 우선 1차년도에는 증기터어빈용 고압구동 대용량 증기이젝터 전산지

원설계S/W와 진공 700mmHg 이하의 고진공, 대용량 증기콘덴서 전산지원설계S/W를 개발하고, 1:1 스케일의 성능실험을 위하여 고압보일러를 포함한 파이롯트 플랜트를 설계하여 그 일부를 제작하고, 실험 데이터의 온라인처리를 위한 계통설계를 행하며, (2) 2차년도에는 실제로 배압시스템을 포함한 파이롯트 플랜트를 제작하여 파이롯트 플랜트에 의한 각 구성요소들의 개별성능실험을 수행한 후, 종합적인 성능평가실험을 행한다. 이러한 실험결과를 토대로 하여 고효율의 배압시스템 설계를 위한 전산S/W를 완비하고, 엔지니어링기술확보하며, 전 시스템을 국산화 개발하고자 한다.

본 논문에서는 주로 1차년도에 수행한 각단의 기본설계조건, 콤팩트한 증기콘덴서와 고성능 진공용 증기이젝터의 기본설계, 폐증기회수율, 실험장치의 설계, 고진공영역의 증기불성치전산화 및 고속계측시스템의 구성결과 등에 관하여 기술하고자 한다.

2. 고진공용 증기이젝터의 전산지원 설계

2.1 구동노즐

증기이젝터는 흡입실, 노즐, 디퓨저의 3부분으로 나누어지는 일종의 펌프이다. 작동원리는 구동증기가 구동노즐을 통과함으로써 보유하는 열에너지가 속도에너지로 변환하며, 이에 따라 흡입실내에 진공을 형성시켜 유체를 흡입하게 된다. 흡입실에 도달한 흡입기체는 디퓨저의 입구부에서 구동증기와의 속도차에 의한 마찰항력, 즉, 흡입력에 의하여 가속된다. 이렇게하여 양 유체는 디퓨저의 축소부를 지나면서 운동량이 교환되며, 구동증기는 감속, 흡입기체는 가속되어 디퓨저 목부에 이르게 된다. 디퓨저의 목부에서는 양 유체가 완전히 혼합되어 거의 균일한 속도분포를 갖는 흐름으로 안정된 후, 유로면적이 점차 커지는 디퓨저의 확대부를 지나면서 다시 운동에너지의 일부가 압력에너지로 환원됨으로써 흡입기체의 토출이 가능하게 된다.^{4) 5)}

Fig. 1은 디퓨저 입구부의 기하학적 구조를 나타낸다. 노즐끝단과 벨(Bell)부 사이의 최단거리를

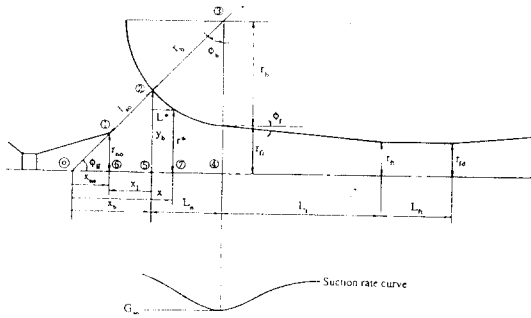


Fig. 1 Geometrical structure of steam ejector

이루는 연장선과 이젝터의 중심선이 만나는 점을 원점으로 하고, 벨부의 중심선을 축소부의 시작점과 일치하게 한 다음, 계산에 의하여 각부의 치수를 결정한다.

먼저 그림에서와 같이 최소흡입가능 유량을 나타내는 축방향의 위치가 ④가 되도록 하여 위치①, ②의 좌표를 구하고, 적당히 가정된 r_b 에 대하여 x_1 을 가정하면, 흡입기체가 통과하는 단면적은

$$f_{ao} = \pi \sin \phi_g \left[\left(\frac{y_b}{\sin \phi_g} \right)^2 - \left(\frac{r_{no}}{\sin \phi_g} \right)^2 \right] \quad (1)$$

다음으로 x 방향의 구간 L_n 에 대하여 흡입력을 계산하기 위하여, L_n 내의 임의의 위치 x 에 대한 y 좌표는,

$$y = (r_{fi} + r_b) - \sqrt{r_b^2 - \{x - (r_b + x_{no})\}^2} \quad (2)$$

또한, 가정된 디퓨저 축소부의 입구반경 r_{fi} 에 대하여 x 방향으로 구간 L_n 에 대하여 흡입력을 계산하기 위하여,

$$L^* = x - (x_{no} + x_1) \quad (3)$$

과 같이 좌표변환하면 다음과 같이 정리된다.

$$r^* = (r_{fi} + r_b) - \sqrt{r_b^2 - \{x - (r_b + x_{no})\}^2} \quad (4)$$

따라서, 증기가 흡입되는 구간 L_n 에서 벨(Bell)부에 의하여 형성되는 축방향에 수직한 단면적은 다음과 같이 된다.

$$f_L^* = \pi r^{*2} \quad (5)$$

그러므로 적당히 가정된 r_{fi} 에 대하여 이상에서

서술한 바와 같이 최소흡입 단면적 f_{ao} 를 구하고, L^* , r^* 를 구하여 구동증기에 의한 흐름방향의 흡입가능유량을 구한다.

확대노즐(Divergent nozzle)을 통과하는 압축성 유체의 흐름을 등엔트리피 변화과정으로 간주하고 증기를 이상기체로 가정하면, 1차원 정상유동에 대한 에너지평형의 방정식은 다음과 같이 된다.

$$q = (U_{no} - U_m) + \frac{A}{2g} (W_{no}^2 - W_m^2) + A(P_{no}U_{no} - P_mU_m) + AW_{no} \quad (6)$$

위 식에 $i = U + APv$ 를 대입하면 다음과 같다.

$$q = (i_{no} - i_m) + \frac{A}{2g} (W_{no}^2 - W_m^2) + A(Z_{no} - Z_m) + AW_{no} \quad (7)$$

그리고 식 (7)을 정리하여 노즐의 출구속도를 구하고, 연속의 방정식으로부터 노즐출구 단면적은 다음 식과 같이 구할 수 있다.

$$f_{no} = \frac{G_m U_{no}}{\left[2g \frac{n}{n-1} P_m U_m \left\{ 1 - \left(\frac{P_{no}}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right\} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (8)$$

고진공용 증기이젝터에는 확대노즐이 사용되므로 노즐 목의 압력은 임계압력 상태가 되며, 그때의 증기속도는 음속으로 된다.

$$W_n = \left[2g \left(\frac{n}{n+1} \right) P_m U_m \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

또한 노즐목의 단면적을 구하면,

$$f_n = \frac{G_m}{\left[gn \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}} \frac{P_m}{U_m} \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (10)$$

로 된다.

2.2 흡입실에서의 유동

Fig. 2는 구동노즐 출구 근방에서의 구동증기와 흡입기체의 흐름모델을 나타낸다. 그림에서 흡입실의 압력 P_L 은 일정하고, 흡입기체는 일정한 흡입력을 받아서 가속된다고 가정할 경우, 노즐출구

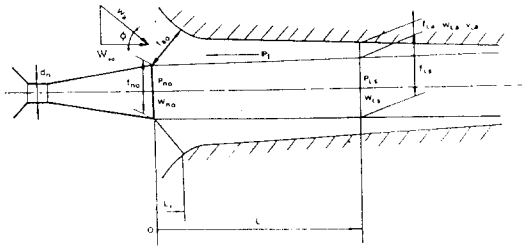


Fig. 2 Flow model near the outlet of driving nozzle

로부터 임의의 거리 \$L\$에서의 구동증기에 관한 운동량 방정식은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{G_m}{g} W_{no} + f_{no} P_{no} = \frac{G_m}{g} W_{LS} + f_{no} P_L + P_f \quad (11)$$

여기서 \$P_f\$는 증기분류의 흡인력이며, 다음과 같이 표시된다.

$$P_f = \int_L x_f \frac{\gamma_{LS}}{2g} (W_{LS} - W_{La})^2 dA_f \quad (12)$$

위 식에서, \$x_f\$는 흡인력계수, \$A_f\$는 노즐출구로부터 임의의 거리 \$L\$까지의 증기분류의 표면적이다.

또 연속의 조건으로부터,

$$f_{LS} = \frac{G_m U_{LS}}{W_{LS}} \quad (13)$$

여기서 \$W_{LS}\$는 식(11)로부터 다음과 같이 유도된다.

$$W_{LS} = \frac{g}{G_m} \left[\frac{G_m}{g} W_{no} + f_{no} P_L - P_f \right] \quad (14)$$

한편 흐름방향 \$L\$에서의 흡입기체에 관한 운동량방정식은,

$$\frac{G_g}{g} W_{ao} + P_f = \frac{G_a}{g} W_{La} \quad (15)$$

여기서

$$W_{ao} = \frac{G_a v_a}{f_{ao}} \cos \phi \quad (16)$$

$$f_{La} = \frac{G_a U_{La}}{W_{La}} \quad (17)$$

또한, 임의의 위치 \$L\$에서의 단면적 \$f_L\$은 다음식

과 같다.

$$f_{La} = f_L - f_{LS} \quad (18)$$

이상의 식에서 구동증기유량 \$G_m\$과 노즐입구의 증기상태가 주어지면, \$i-s\$선도로부터 \$f_{no}\$에 대한 \$P_{no}\$, \$v_{no}\$, \$W_{no}\$가 구해진다. 이때 실설계에서의 열낙 차계수는 실험으로부터 얻어진 결과인 \$j_h = 0.85 \sim 0.96\$를 채용하는게 일반적이다.^{8) 11)}

식(15), 식(17)로부터 흡입량은 다음 식과 같이 된다.

$$G_a = \sqrt{f_{La} \frac{g}{U_{La}} (F_a + P_f)} \quad (19)$$

이 \$G_a\$는 \$F_a\$에 대한 각 위치에서의 흡입량을 나타내며, 일반적으로 Fig. 3의 (b)와 같은 경향의 곡선으로 되며, 어떤 위치 \$L\$에서 극소치를 갖는다.

Fig. 3의 \$G_a\$곡선 (b)에서, \$G_{ai}\$가 \$G_{ao}\$보다 어느 정도 이상 크게 되면 그림의 \$L_0\$와 \$L_1\$사이에서 압력상승이 생기게 된다. 이를 보정하기 위하여 植田의 실험결과로부터

$$\frac{G_{ai}}{G_{ao}} = 1.35 \quad (20)$$

가 되는 한계치를 결정하고, 이것이 1.35이하인 경우는 등압으로 계산하며, \$G_{ai}/G_{ao} > 1.35\$의 경우는 압력상승에 의한 수정을 행하였다. 다음으로 극소점 이후의 상태에 있어서, \$G_a\$곡선이 한번의 압력강하를 나타내고 있는 경우 (b)와 같은 상태의 흡입이 되도록 설계하여야 한다.

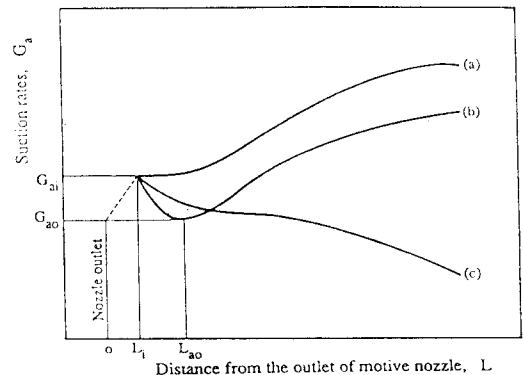


Fig. 3 Characteristic curve of possible suction rate change along the flow direction

이를 위하여 $L=L_{ao}+d_{ao}/4$ 의 위치에서는 다음의 한계조건을 이용하였다.

$$\frac{G_m+G_a}{G_m+G_{ao}} = 1.020 \quad (21)$$

여기서, 한계조건이 1.020이하인 경우는 등압의 상태로 계산하고, 이것이 1.020이상이면 $(G_s+G_a)/(G_s+G_{ao})=1.020$ 으로 될 때의 극소치 G_a 를 실제의 흡입가능유량으로 결정하였다.

2.3 디퓨저에서의 유동

디퓨저 입구부에서의 유동에서 흡입기체의 구동증기에 대한 유량비를 a 라 하면, 디퓨저 입구부 단면에서 운동량의 변화에 의한 힘 F_{fi} 는

$$F_{fi} = \frac{G_m}{g} W_{no} + f_{no} P_{no} + a \frac{G_m}{g} W_{ao} + f_{ia} P_L \quad (22)$$

또한 디퓨저 목부 입구단면에 작용하는 힘 F_{fi} 는

$$F_{fi} = \frac{G_m}{g} W_{mfi} + a \frac{G_m}{g} W_{afi} + f_{fi} P_{fi} \quad (23)$$

그러므로 운동량의 관계는 입구부 벽면의 힘을 고려하면 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} & \frac{G_m}{g} W_{no} + f_{no} P_{no} + a \frac{G_m}{g} W_{ao} + f_{ia} P_L \\ &= \frac{G_m}{g} W_{mfi} + a \frac{G_m}{g} W_{afi} + f_{fi} P_{fi} \\ &+ \tau \frac{P_L + P_{fi}}{2} (f_i - f_{fi}) \end{aligned} \quad (24)$$

여기서 최종항은 입구부 및 축소부 벽면의 축방향의 힘이고, 계수 τ 는 축소부내의 압력변화의 상태에 의하여 결정된 것으로, 植田의 실험결과로부터 $i \approx 1.00 \sim 1.05$ 의 값을 취한다.¹⁰⁾

노즐 목부입구에서, 운동량에 관한 평균유속을 W_{Mf} , 유량에 관한 평균유속을 W_{Gf} , 이들의 비를 $(1+\alpha_1)$ 라 하면, 다음식이 성립한다.

$$\begin{aligned} & \frac{G_m}{g} W_{no} + f_{no} P_{no} + a \frac{G_m}{g} W_{ao} + f_{ia} P_L \\ &= (1+a)(1+\alpha_1) \frac{G_m}{g} W_{Gf} + f_{fi} P_{fi} \\ &+ \tau \frac{P_L + P_{fi}}{2} (f_i - f_{fi}) \end{aligned} \quad (25)$$

이상과 같이 하여 목부입구의 상태는 우선 P_{fi} 를 가정하면, 이것에 대한 W_{Gf} 가 구해지며, 이 W_{Gf} 를 다음식에 대입하면 가정된 P_{fi} 에 있어서의 소요 유로면적이 구해진다.

$$f'_{fi} = (1+a) \frac{G_m}{W_{Gf}} v_{fi} \quad (26)$$

디퓨저 목부길이를 적당한 값으로 택하고, 구동증기와 흡입기체가 균일하게 혼합되었다고 가정하면, 디퓨저 목의 단면적은 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$f_{fd} = (1+a) \frac{G_m}{W_{fd}} v_{fd} \quad (27)$$

2.4 증기물성치의 전산수식화

증기이젝터 등에서는 흐름이 하류방향으로 진전되면서 압력강하가 커지므로, 정확한 열설계와 성능계산을 위해서는 먼저 증기의 물성치를 상세하고 정확하게 계산하여야 하며, 특히 시스템의 전산지원설계를 위하여는 물성치의 정밀한 전산수식화가 선행되어야 한다. 지금까지 이에 관한 연구가 꾸준히 이루어져 왔으나 대부분의 연구결과가 대형 컴퓨터용으로 개발되었기 때문에 일반 기계기술자가 이용하기 어려우며, 특히 국내에서는 이에 관한 연구가 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 ASME에서 채택한 실험치인 Skeleton Table^{12)~16)}을 기초로 포화온도, 포화압력, 비체적, 비엔탈피 및 비엔트르피를 P, C를 이용하여 계산할 수 있도록 전산화하였다.

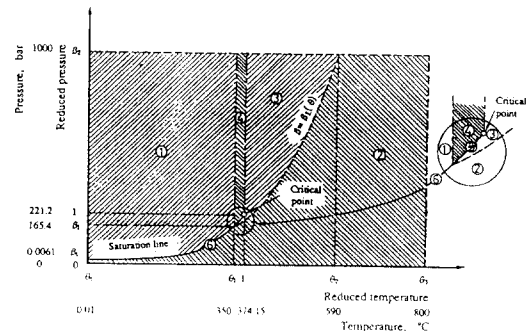


Fig. 4 Illustration of sub-region on the pressure-temperature diagram

본 논문에서의 대상범위는 절대압력 0~1000 bar, 온도 0.01~800℃ 범위의 압력수, 포화수 및 포화증기 그리고 과열증기 영역이다. ASME의 규정에 따라 Fig. 4와 같이 6개의 영역구분을 하였으며, 본 연구에서는 ①, ②, ⑤, ⑥영역에 대한 증기 물성치 전산수식화결과를 정리하였다.¹⁷⁾

전산수식화의 방법은 임계치에 대한 환산물성치에 대하여는 열역학 일반관계식을 이용하고, 수증기에 관한 실제의 물성치들을 전산수식화하는 경우에는 다음과 같은 환산압력, 환산온도에 대하여 비체적, 엔탈피 및 엔트리피를 정리한다.

환산포화압력과 포화온도의 관계 :

$$\beta_k(\theta) = \exp \left[\frac{1}{\theta} \frac{\sum_{v=1}^5 \kappa_v (1-\theta)^v}{1 + \kappa_6 (1-\theta) + \kappa_7 (1-\theta)^2} - \frac{(1-\theta)}{\kappa_8 (1-\theta)^2 + \kappa_9} \right] \quad (28)$$

(1) 영역①의 전산수식

㉞ 환산비체적 :

$$\begin{aligned} \chi_1 &= \frac{v}{v_{c1}} = \left(\frac{\partial \zeta_A}{\partial \beta} \right)_\theta \\ &= A_{11} a_5 Z^{-\frac{5}{17}} \\ &\quad + [A_{12} + A_{13}\theta + A_{14}\theta^2 + A_{15}(a_6 - \theta)^{10} \\ &\quad + A_{16}(a_7 + \theta^{19})^{-1}] - (a_8 + \theta^{11})^{-1} \\ &\quad (A_{17} + 2A_{18}\beta + 3A_{19}\beta^2) - A_{20}\theta^{18} (a_9 + \theta^2) \\ &\quad [-3(a_{10} + \beta)^{-4} a_{11}] + 3A_{21}(a_{12} - \theta)\beta^2 \\ &\quad + 4A_{22}\theta^{-20}\beta^3 \end{aligned} \quad (29)$$

㉟ 환산비엔탈피 :

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{i}{P_{c1} v_{c1}} = \zeta_A + \alpha_0 + \alpha_1 \theta + \theta \sigma_1 \\ &= -\alpha_0 + A_0 \theta - \sum_{v=1}^{10} (v-2) A_v \theta^{v-1} \\ &\quad + A_{11} \left[Z \left\{ 17 \left(\frac{Z}{29} - \frac{Y}{12} \right) + 5\theta \frac{Y'}{12} \right\} + a_4 \theta \right. \\ &\quad \left. - (a_3 - 1) \theta Y Y' \right] Z^{-\frac{5}{17}} \\ &\quad + \{ A_{12} - A_{14} \theta^2 + A_{15} (9\theta + a_6)^9 (a_6 - \theta)^9 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ A_{16} (200\theta^{19} + a_7) (a_7 + \theta^{19})^{-2} \beta - (12\theta^{11} + a_8) \\ & (a_8 + \theta^{11})^{-2} (A_{17}\beta + A_{18}\beta^2 + A_{19}\beta^3) + A_{20}\theta^{18} \\ & (17a_9 + 19\theta^2) \{ (a_{10} + \beta)^{-3} + a_{11}\beta \} + A_{21} a_{12} \beta^3 \\ & + 21A_{22}\theta^{-20}\beta^4 \end{aligned} \quad (30)$$

㉠ 환산비엔트리피 :

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{S}{P_{c1} \frac{v_{c1}}{T_{c1}}} = - \left(\frac{\partial \zeta_A}{\partial \theta} \right)_\beta - \alpha_1 \\ &= -\alpha_1 + A_0 \ln \theta - \sum_{v=2}^{10} (v-1) A_v \theta^{v-2} \\ &\quad + A_{11} \left[\left\{ \frac{5}{12} Z - (a_3 - 1) Y \right\} Y' + a_4 \right]^{-\frac{5}{17}} \\ &\quad + \{ -A_{13} - 2A_{14}\theta + 10A_{15}(a_6 - \theta)^9 \\ &\quad + 19A_{16}(a_7 + \theta^{19})^{-2} \theta^{18} \beta \\ &\quad - 11(a_8 + \theta^{11})^{-2} \theta^{10} (A_{17}\beta + A_{18}\beta^2 + A_{19}\beta^3) \\ &\quad + A_{20}\theta^{17} (18a_9 + 20\theta^2) \{ (a_{10} + \beta)^{-3} + a_{11}\beta \} \\ &\quad + A_{21}\beta^3 + 20A_{22}\theta^{-21}\beta^4 \end{aligned} \quad (31)$$

(2) 영역②의 전산수식

㉡ 환산비체적 :

$$\begin{aligned} \chi_2 &= \frac{v}{v_{c1}} \\ &= \left(\frac{\partial \zeta_B}{\partial \beta} \right)_\theta \\ &= I_1 \frac{\theta}{\beta} - \sum_{\mu=1}^5 \mu \beta^{\mu-1} \sum_{v=1}^{n(\mu)} B_{\mu v} X^{Z(\mu, v)} \\ &\quad - \sum_{\mu=6}^8 \left[\frac{(\mu-2)\beta^{1-\mu} \sum_{v=1}^{n(\mu)} B_{\mu v} X^{Z(\mu, v)}}{\left(\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} b_{\mu \lambda} X^{n(\mu, \lambda)} \right)^2} \right] \\ &\quad + 11 \left(\frac{\beta}{\beta_L} \right)^{10} \sum_{v=0}^6 B_{0v} X^v \end{aligned} \quad (32)$$

㉢ 환산비엔탈피 :

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \frac{1}{P_{c1} v_{c1}} = \zeta_B + \alpha_0 + \alpha_1 \theta + \theta \sigma_2 \\ &= \alpha_0 + B_0 \theta - \sum_{v=1}^5 B_{0v} (v-2) \theta^{v-1} \\ &\quad - \sum_{\mu=1}^5 \beta^\mu \sum_{v=1}^{n(\mu)} B_{\mu v} (1 + Z(\mu, v) b \theta) X^{Z(\mu, v)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - \sum_{\mu=6}^8 \left[\frac{\sum_{\nu=1}^{n(\mu)} B_{\mu\nu} X^{Z(\mu, \nu)} - \left\{ (1 + Z(\mu, \nu)b\theta) - \frac{b\theta \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} n(\mu, \nu) b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}} \right\}}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}} \right] \\
 & + \beta \left(\frac{\beta}{\beta_L} \right)^{10} \sum_{\nu=0}^6 \left[\left\{ 1 + \theta \left(10 \frac{\beta'_L}{\beta_L} + \nu b \right) \right\} B_{9\nu} X^\nu \right] \quad (33)
 \end{aligned}$$

㉔ 환산비엔트리피 :

$$\begin{aligned}
 \sigma_2 &= \frac{S}{P_{c1} \frac{v_{c1}}{T_{c1}}} = - \left(\frac{\partial \zeta_B}{\partial \theta} \right)_\beta - \alpha_1 \\
 &= -\alpha_1 - I_1 \ln \beta + B_0 \ln \theta - \sum_{\nu=1}^5 (\nu-1) B_{0\nu} \theta^{\nu-2} - b \sum_{\mu=1}^5 \beta^\mu \sum_{\nu=1}^{n(\mu)} Z(\mu, \nu) B_{\mu\nu} X^{Z(\mu, \nu)} \\
 & - b \sum_{\mu=6}^8 \left[\frac{\sum_{\nu=1}^{n(\mu)} B_{\mu\nu} X^{n(\mu, \lambda)} \left\{ z(\mu, \nu) - \frac{\sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} n(\mu, \nu) b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}} \right\}}{\beta^{2-\mu} + \sum_{\lambda=1}^{l(\mu)} b_{\mu\lambda} X^{n(\mu, \lambda)}} \right] + \beta \left(\frac{\beta}{\beta_L} \right)^{10} \sum_{\nu=0}^6 \left[\left(10 \frac{\beta'_L}{\beta_L} + \nu b \right) B_{9\nu} X^\nu \right] \quad (34)
 \end{aligned}$$

(3) 영역⑤ 및 영역⑥의 전산수식

영역⑤와 영역⑥은 기상과 액상이 열평형상태를 이루는 습증기 영역이다. 영역①과 영역②로부터 포화상태의 물성치를 구하고, 습증기의 건도(Dryness fraction) X_q 를 이용하면 습증기 영역에서의 환산비체적, 환산비엔탈피 및 환산비엔트리피를 다음과 같이 간단히 구할 수 있다.

$$\chi_{5,6} = \frac{v}{v_{c1}} = X_q (\chi'' - \chi') + \chi' \quad (35)$$

$$\varepsilon_{5,6} = \frac{i}{P_{c1} v_{c1}} = X_q (\varepsilon'' - \varepsilon') + \varepsilon' \quad (36)$$

$$\sigma_{5,6} = \frac{S}{P_{c1} \frac{v_{c1}}{T_{c1}}} = X_q (\sigma'' - \sigma') + \sigma' \quad (37)$$

2.5 증기중 혼입공기량의 산정

증기 터빈용 배압유지장치의 증기중에는 상당량의 공기가 함유되어 있으므로, 고진공상태를 유지하기 위하여는 증기와 함께 혼입되어 있는 공

기를 포함한 불응축가스를 연속적으로 제거해야 한다. 따라서 주증기 응축기 또는 다단의 고진공 유지시스템(Multi-stage Ejector)의 중간냉각기(Inter Cooler)의 출구단에서 배출하여야 할 가스량, 즉 이젝터의 흡입유량의 산정을 위해서는 먼저

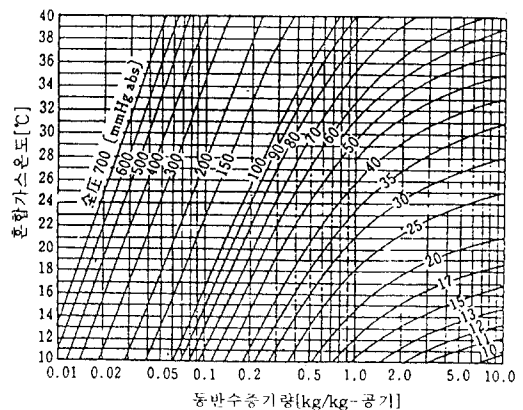


Fig. 5 Contained vapor rates at the outlet of condenser

혼입된 공기량을 정확히 추정하여야 한다.

Fig. 5는 증기이젝터 흡입부측의 진공압력을 파라미터로 하여, 혼합가스온도와 단위공기량에 존재하는 수증기량과의 관계를 나타낸다.

또한 배관과 이젝터의 플랜지, 응축기 자체 등에서도 미량의 공기가 유입하게 되는데, 이에 관하여는 HEI(Heat Exchanger Institute) 규격집에 의하여 결정한다.¹⁸⁾

2.6 증기이젝터 전산지원설계

증기이젝터의 전산설계⁶⁾는 먼저 구동압력 P_m , 구동증기유량 G_m , 흡입압력 P_o , 흡입기체 유량 G_a , 토출압력 P_{fo} 의 설계조건을 입력하여 구동증기의 주요 물성치를 계산한 다음 디퓨저 입구부 치수와 흡입기체유량을 적절히 가정한다. 이렇게 하여 구동증기와 흡입기체에 대하여 디퓨저 흐름방향의 미소간격에 대한 흡인력을 계산하고 최소가능흡입유량을 계산하여 이 값이 설계요구치와 같을 때까지 반복계산을 수행한다. 이렇게 계산하여 얻어진 흡입유량에 대한 등압조건 여부를 판별한 다음, $G_a = G_m$ 를 만족하지 못할 경우에는 Fig. 1에 표시된 y_b 값을 1.0mm씩 증감시키면서 흡입기체유량을 반복계산한다. 흡입기체유량이 결정되면, 이에 적합한 주요치수를 계산한다.

2.7 증기콘덴서의 전산지원설계

본 연구에서 개발하고자 하는 고성능 증기콘덴서의 열설계를 위한 Flow Chart를 Fig. 6에 나타내며, 이 프로그램을 이용하여 구한 입력데이터 및 출력데이터의 예를 Table 1 및 Table 2에 각각 나타낸다.

3. 성능시험장치의 개발

3.1 실험장치의 개요

Fig. 7은 실험장치의 전체 배치도를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 실험장치는 구동증기 발생용 보일러, 흡입기체 발생장치, 실험용 증기이젝터, 증기콘덴서 등으로 구성되어 있다.¹⁸⁾

보일러에서 발생된 고온, 고압의 증기는 감압밸

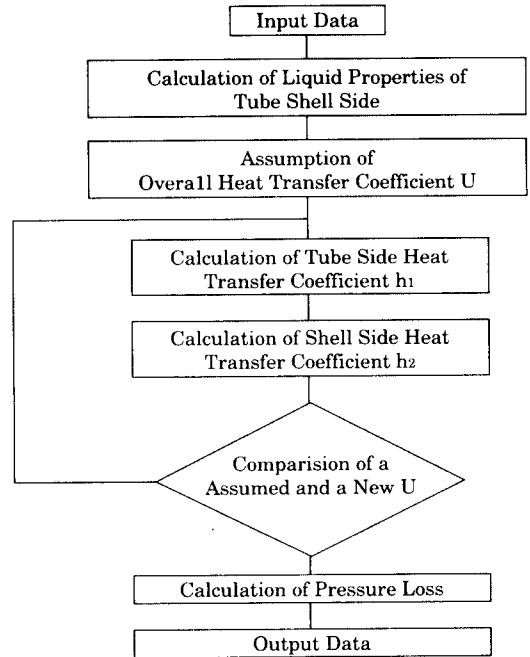


Fig. 6 Flow chart for the CAD of steam condenser

Table 1 Example of input data of steam condenser

Input Data		
Baffle Number	=	5 EA
Owner' Requirement heat Duty	=	100,000 kcal/hr
Shell Side Inlet Temperature	=	64 °C
Shell Side Outlet Temperature	=	64 °C
Tube Side Inlet Temperature	=	32 °C
Tube Side Outlet Temperature	=	35 °C
Shell Side Flow Rate	=	50,000 kg/hr
Assume Shell Diameter	=	300 mm
Baffle Cut Percent	=	25 %
Type of Baffle	=	4 Common
Tube Side Arrangement Angle	=	60 Degree
Safety Factor	=	0 %
Tube Length	=	1,300 mm
Tube Inside Diameter	=	17.6 mm
Heat Conductivity of Tube	=	320 kcal/m hr
Baffle Thickness	=	4.5 mm
Tube Side Nozzle Diameter	=	100 mm
Shell Side Nozzle Diameter	=	125 mm
Tube Pass Numbers	=	1 EA

브에서 소정의 압력으로 조절되어 실험용 증기콘덴서로 유입된다. 한편 흡입기체 발생장치는 그림과 같이 이젝터 흡입측에 연결되어 실험에 필요한 흡입기체인 증기와 공기를 공급한다.

Table 2 Example of output data of steam condenser

Output Data			
Shell Side Diameter	=	300	mm
Tube Numbers	=	143	EA
Tube numbers per Pass	=	143	EA
Tube Pitch	=	24	mm
Tube Side Velocity	=	0.399	m/sec
Shell Side Velocity	=	38.3	m/sec
Heat Duty	=	154,000	kcal/hr
Tube Side Flow Rate	=	53,200	kg/hr
Mean Temperature	=	30.5	℃
Overall Heat Transfer	=	573.8	kcal/m ²
Tube Side Pressure Drop	=	0.12	kg/cm ²
Shell Side Pressure Drop	=	0.07	kg/cm ²
Tube Bundle Diameter	=	264	mm

콘덴서에 유입된 혼합기체는 응축수와 불응축 가스로 분리되어, 응축수는 매스실린더(Mass cylinder)에서 그 유량과 온도가 측정되고, 불응축가스는 유량측정 후 대기로 배출된다. 또한 응축기는 별도의 냉각루프에 의하여 냉각되도록 되어있다.

3.2 실험장치의 상세설계

(1) 구동증기 발생용 고압보일러

구동증기를 발생시키는 보일러는 고압 수관식으로, 자동급수조절기와 자동연소제어장치를 갖추고 있다. 이 구동증기 발생용 보일러의 주증기관에 설치되어 있는 기수분리기는 구동증기에 함유된 수분을 제거하기 위하여 이중나선형 구조로 되어 있으며, 감압밸브를 이용하여 발생증기의 압력 변동에 관계없이 구동증기를 임의의 압력으로 조정할 수 있도록 되어있다.

(2) 흡입기체 발생장치

흡입기체 발생장치는 Fig. 7과 같이 이젝터의 흡입측에 연결되어 실험에 필요한 흡입기체인 증기와 공기를 공급하기 위한 장치이다. 이 장치는 기수 혼합용 증기이젝터(Mixing ejector)와 자동온도조절밸브, 대기로부터 공기를 흡입할 수 있도록 설계된 오리피스, 액면계, 배플플레이트, 압력계와 수은마노미터 등으로 구성되어 있다.

흡입증기유량은 흡입기체 발생장치내의 포화압력 또는 실험용 이젝터 흡입실의 압력과 온도를 측

정함으로써 산정할 수 있으며, 흡입공기유량은 오리피스 유량계의 압력차와 온도를 측정하여 산정할 수 있도록 한다.

(3) 연구개발용 증기이젝터

구동증기 발생용 보일러로부터의 구동증기는 압력조정용 감압밸브와 실험용 증기이젝터의 입구에 설치된 밸브를 통하여 실험용 증기이젝터에 유입된다. 이 때 구동증기는 실험용 증기이젝터의 구동노즐 입구에서 수온온도계와 압력계로부터 온도와 압력이 각각 측정된 후 구동노즐에 유입된다.

(4) 증기콘덴서

증기콘덴서는 실험용 증기이젝터로부터 토출되는 혼합기체를 냉각하여 응축액화시키기 위한 열교환기로서, 증기이젝터로부터 유입된 혼합기체는 냉각수에 의하여 복수되어 매스실린더(Mass Cylinder)에서 계량되고, 불응축가스인 공기는 응축기로부터 대기로 배출된다.

냉각수 순환펌프로부터 토출되는 냉각수량은 부자식 유량계에 의하여 유량이 계측되며, 실험중에 응축기의 온도를 조절할 수 있도록 하기 위하여 입출구관에 각각 바이패스 라인을 설치하였다.

3.3 Data On-line 처리시스템

고성능 증기터빈 배압시스템의 성능시험은 주요부인 증기이젝터 및 증기콘덴서의 개별 성능시험과 이들 기기의 종합성능으로 구분하여 평가한다. 실험방법은 Fig. 7의 실험장치도에서 알 수 있는 바와 같이 실험장치와 실험용 배압시스템으로부터 중요부의 압력, 온도 및 증기, 공기, 냉각수 등의 유량을 측정하며, 이들로부터 압축비, 팽창비, 압력손실, 열교환량 등을 계산함으로써 증기이젝터, 증기콘덴서의 개별성능과 이들이 조합된 배압시스템의 종합성능의 평가가 가능하다. 측정개소는 실험장치도에서와 같이 압력 11개소, 온도 11개소, 유량 3개소이다.

Fig. 8은 본 연구의 Data처리 시스템의 개념도를 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 각 온도 측정부분에서의 측정치를 $T_1, T_2, T_3, \dots, T_{11}$, 각 압력측정부분의 측정치를 $P_1, P_2, P_3, \dots, P_{11}$, 각 차

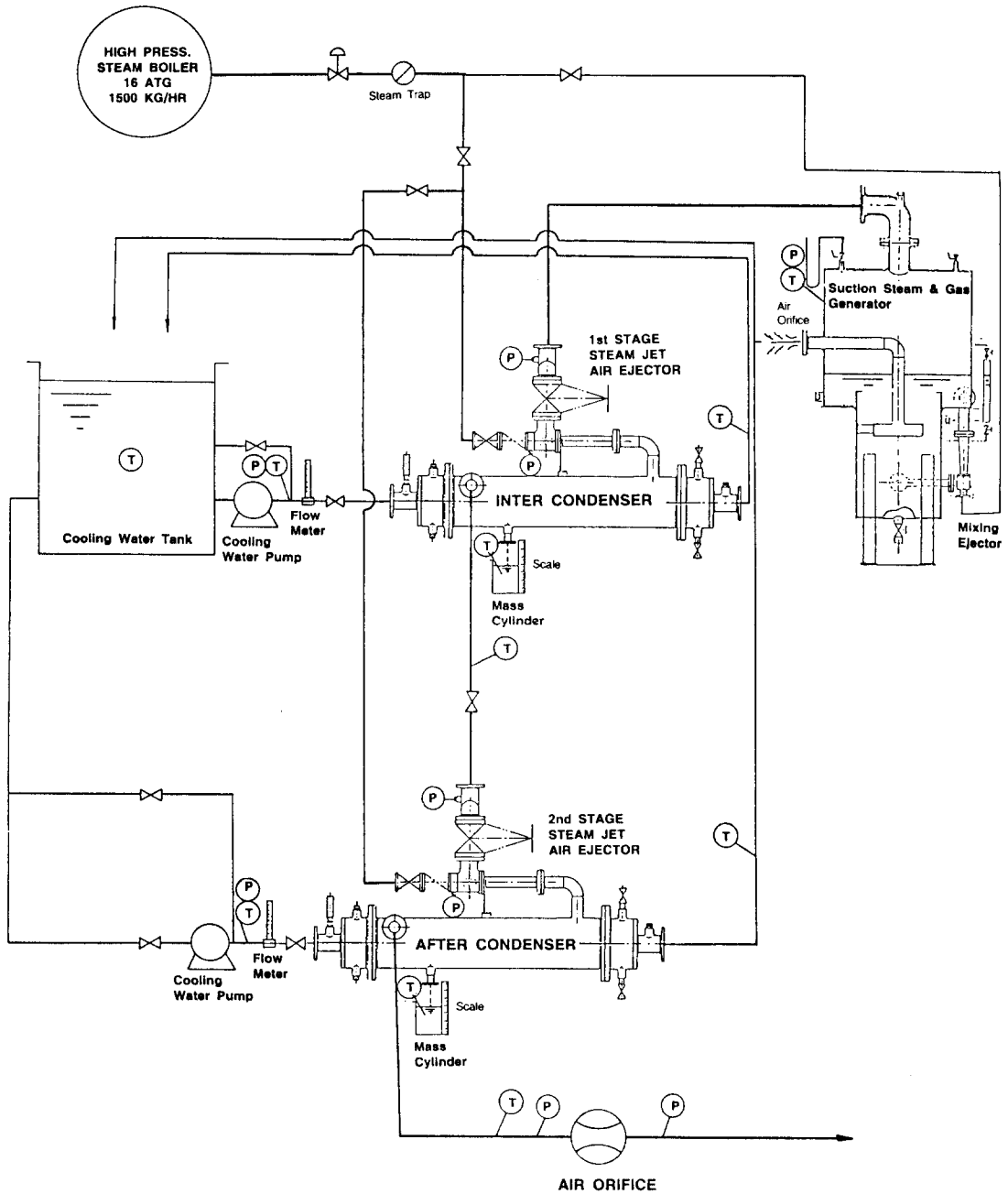


Fig. 7 Schematic diagram of experimental apparatus

압축정부분에서의 측정치를 DP_1, DP_2, DP_3 , 유량을 FR_1, FR_2 라고 할때 $T_1 \sim T_{11}$ 과 $P_1 \sim P_3$ 를 12 channel Terminal Board 1에 연결하고 $P_4 \sim P_{11}$ 과 $DP_1 \sim DP_3$ 및 FR_1, FR_2 를 Terminal Board 2에

연결한다. 각 Terminal Board의 출력들은 8개의 4channel Amp.에서 증폭되며, 이들은 두개의 Multiplexer에서 성능계산에 필요한 Data만 선택된다. Multiplexer에서 선택된 Data들은 16 ch-

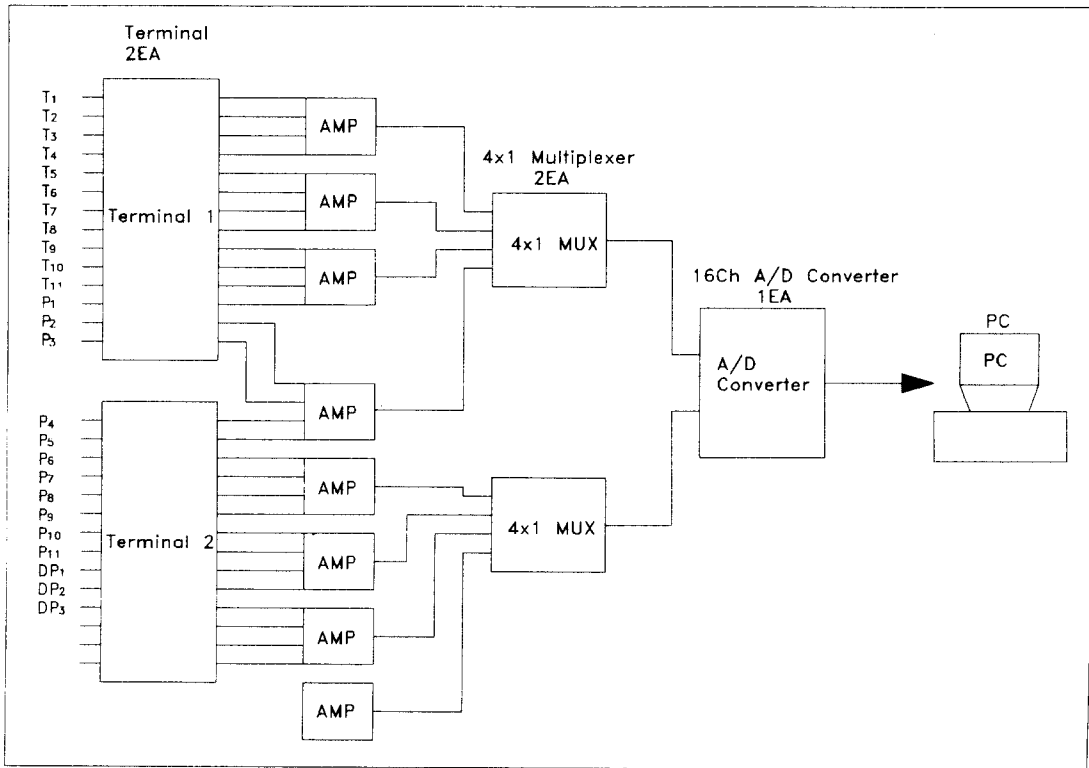


Fig. 8 Schematic diagram of data on - line system

nel A/D Converter를 거치게 되며, A/D Converter로부터의 출력은 P.C에 연계되도록 하여 P.C상에서 성능계산을 용이하게 할 수 있도록 하였다.

4. 결 론

LNG선 등의 주복수기 개발을 목표로 한 “대형 터빈계통의 고효율 배압시스템 개발에 관한 연구”를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증기이젝터의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 디퓨저 입구부의 구조를 기하학적으로 해석함으로써 상세한 설계가 가능하였으며, 증기이젝터의 구동증기와 흡입기체와의 혼합과정을 고려한 이론적 유동해석으로부터 흡입기체의 흡입량을 추정하고 유로형상을 결정할 수 있다.

(2) 고효율 배압시스템의 요소부품 및 추가용 이젝터 등의 열설계를 위한 증기의 열물성치를 열역학 일반관계식을 이용하여 ASME 규격에 따라 정

리하여, 매우 오차가 적게 P.C상에서 전산수식화 하였다.

(3) 고성능 증기이젝터에 대한 각부의 구조와 치수 및 구동증기의 열적조건 등이 증기이젝터의 성능에 미치는 영향을 분석하여, 증기이젝터 전산설계용 프로그램을 완성하였다. 또한 고성능 증기콘덴서를 설계하기 위하여 증발부의 열전달에 관한 기초이론을 정립하고, 이를 토대로 하여 증기콘덴서의 전산지원 설계프로그램을 완성하였다.

(4) 배압시스템의 성능시험에 필요한 보일러, 대형냉각장치, 각종 펌프류, 전원계통, 온도, 압력, 유량을 측정하기 위한 제반 센서류와 측정기기를 포함하는 대형의 실험장치를 설계하였으며, Data On - line 처리시스템을 구축하였다.

이상과 같은 연구결과를 토대로 2차년도에는 실제로 시작품을 제작하여 실험함으로써 LNG선용 배압시스템을 국산개발하고자 한다.

후 기

본 논문은 상공자원부에서 시행한 공업기반기술개발사업의 기술개발결과임을 밝히며, 이에 심심한 사의를 표합니다.

참고문헌

- 1) 高倉理, 川端喜世和, 大橋勉, 永江勝則, 野口重次, "新世代LNG船の設計上の特徴と就航実績", 三菱重工業技報, 第28卷, 第3號, pp. 234~240(1991. 5)
- 2) 武畏克義, 高橋雄, 淺井滋, "LNG·LPG船形に關する研究", 三菱重工業技報, 第21卷, 第2號, pp. 25~31(1984. 3)
- 3) 中山健吾, 古林義弘, 森田秀敏, "球形タンク方式 LNG船のタンク放熱特性", 三菱重工業技報, 第21卷, 第2號, pp. 74~82(1984. 3)
- 4) 천병일, "MRV형 LNG선의 선체온도분포 및 증발율 산정에 관한 연구", 한국해양대학교 대학원 논문집(1994. 2)
- 5) 李宗洙, 姜信芝, 金京根, "各種이젝터의 國産開發과 産業시스템에 關하여", 韓國舶用機關學會誌, Vol. 14, No. 1, pp. 28~42(1990)
- 6) 金京根, 金鎔模, 金明煥, 姜信芝, "蒸氣이젝터의 컴퓨터 支援設計用 電算프로그램의 開發", 大韓機械學會誌, 第8卷, 第12號, pp. 717~720(1987)
- 7) 金경석, 이종수, 김원녕, 김경근, "증기 이젝터의 성능특성에 관한 실험적 연구", 한국박용기관학회논문집, 제15권, 제5호, pp. 358~365(1991. 12)
- 8) 植田, "蒸氣エゼクタに關する研究(第1報)", 日本機械學會誌, 第18卷, 第67號, pp.97~102(1952)
- 9) 植田, "蒸氣エゼクタに關する研究(第2報)", 日本機械學會誌, 第18卷, 第67號, pp.103~112(1952)
- 10) 植田, "蒸氣エゼクタに關する研究(第3報)", 日本機械學會誌, 第18卷, 第72號, pp. 56~60(1952)
- 11) 植田, "蒸氣エゼクタに關する研究(第4報)", 日本機械學會誌, 第19卷, 第80號, pp. 31~37(1953)
- 12) J. H. Keenan, E. P. Neumann, and F. Lustwerk, "An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment", J. of Applied Mechanics, Vol. 17, pp. 299 - 309(1950)
- 13) The 1967 IFC Formulation for Industrial Use, "A Formulation of the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance", International Formulation Committee(1967)
- 14) J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, J. G. Moore, "Steam Tables Thermodynamic Properties of Water Including Vapor, Liquid and Solid Phases (International System of Units), John Wiley Inc., New York(1978)
- 15) "The IAPS Skeleton Tables 1985 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance", The International Association for the Properties of Steam(IAPS)(1985)
- 16) M. C. Aggarwal, "Computerized Formulation for the Thermodynamic Properties of Saturated Water Based on the IAPS Formulation 1984", Convection Heat Transfer and Transport Processes of The Winter Annual Meeting of ASME, Vol. 116, pp. 21(1989.12)
- 17) 金경석, 김원녕, 김경근, 김용모, "P. C를 이용한 불과 증기 열물성치의 전산수식화에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제16권 제4호, pp. 88~101(1992)
- 18) JIS, B 8111, "蒸氣噴射空氣エゼクタ性能試驗方法", 日本工業標準調査會(1976)