

다중효용 담수설비용 열압축기의 디퓨저 입구부 형상에 관한 연구

김창복* · 송영호* · 김경근** · 박기태*** · 정한식*** · 최두열†

(원고접수일 : 2008년 7월 2일, 원고수정일 : 2008년 7월 24일, 심사완료일 : 2008년 7월 24일)

A Study on the Diffuser Inlet Shape of Thermocompressor for MED Desalination Plant

Chang-Fu Jin* · Young-Ho Song* · Kyung-Keun Kim** · Gi-Tae Park*** ·
Han-Shik Chung*** · Du-Youl Choi†

Abstract : A thermocompressor is the equipment which compresses a vapor to a desired discharge pressure. Since it was first used as the evacuation pump for a surface condenser, it has been widely adopted for energy saving systems due to its high working confidence. In the present study, the geometrical analysis of the shape between the jet nozzle and the diffuser inlet, the drag force was calculated by means of the integrated equation of motion and the computational fluid dynamic (CFD) package called FLUENT. The computer simulations were performed to investigate the effects by the various suction flow rates, the distance from jet nozzle outlet to the diffuser inlet and the dimensions of the diffuser inlet section through the iterative calculation. In addition, the results from the CFD analysis on the thermocompressor and the experiments were compared for the verification of the CFD results. In the case of a jet nozzle, the results from the CFD analysis showed a good agreement with the experimental results. Furthermore, in this study, a special attention was paid on the performance of the thermocompressor by varying the diffuser convergence angle of 0.0°, 0.5°, 1.0°, 2.0°, 3.5° and 4.5°. With the increase of the diffuser convergence angle, the suction capacity was improved up to the degree of 1.0° while it was decreased over the degree of 1.0°.

Key words : Multi effect desalination plant (MED, 다중효용 담수설비), Thermocompressor (열압축기), Suction flow rate(흡입유량), Diffuser convergence angle (디퓨저 입구부 축소각), Jet nozzle (구동노즐), Entrainment ratio (흡입유량비)

† 교신저자(경상대학교 대학원, E-mail: cdy@fte.kr, Tel: 055) 337-2700)

* 대원열판 대표이사

** 한국해양대학교, 기관시스템공학부

*** 경상대학교 정밀기제공학과, 해양산업연구소

Nomenclature

Alphabetic

A	: Cross sectional area (m ²)
C _p	: Specific heat at constant pressure (J/kg.K)
CDL	: Converging duct length (m)
D	: Diameter (m)
ER	: Entrainment ratio
F	: Force (N)
GOR	: Gain output ratio
h	: Specific enthalpy (J/kg)
k	: Turbulent kinetic energy (m ² /s ²)
M	: Mach number
\dot{m}	: Mass flow rate (kg/s)
NXP	: Nozzle exit position
P, p	: Pressure (Pa, bar)
r	: Radial distance (m)
T	: Temperature (K)
t	: Time (s)
V	: Volume (m ³)
v	: Velocity (m/s)

Greek Letters

α	: Angle of converging duct (°)
ρ	: Density (kg/m ³)
μ	: Viscosity (kg/m.s)
ε	: Turbulence dissipation rate (m ² /s ³)

Subscripts

d	: Discharge
eff	: Effective
m	: Motive
p	: Production
s	: Suction

1. 서 론

담수설비(Desalination Plants)는 중동지역과

같이 물부족 현상이 심각한 지역을 중심으로 1960년대 후반부터 상업적 목적으로 도입되기 시작하여, 2000년대 이후부터 중동지역의 개발붐에 따라 담수설비의 도입이 크게 증가하고 있다. 담수생산량은 2005년 기준으로 10,350 개소의 생산설비에서 4.0×10^7 m³/day 정도의 담수를 생산하고 있으며, 2002년 이후 담수설비 증가에 따른 담수생산량은 매년 3.0×10^6 m³/day 정도씩 증가하고 있다^[1].

담수를 생산하는 방식에는 상변화를 동반하지 않는 역삼투막(Reverse Osmosis) 방식과 상변화를 이용하는 증발방식(Evaporation)이 널리 이용되고 있다. 특히 증발방식에 의한 담수설비는 다음과 같이 분류된다.

- MSF : Multi Stage Flash Desalination
- MED : Multi Effect Desalination
- MED-TVC : MED vapor recirculation by TVC
- MED-MVC : MED vapor recirculation by MVC

중동지역의 담수 생산량이 전 세계 담수생산량의 55%이상을 차지하며, 이 중 증발방식에 의한 담수생산량이 75%이상을 차지하고 있다. 증발방식에 의한 기존의 담수생산시설은 주로 다단플러쉬 증발방식(Multi stage flash)에 의존하였으나, 최근에는 생산설비의 대형화 및 에너지 사용효율을 높이기 위한 연구가 진행되면서 열압축기를 채용한 다중효용(Multi effect desalination by thermocompressor) 방식이 자주 이용되고 있다.

열압축기를 채용한 다중효용 담수설비의 핵심적인 기계요소는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 증발기(Evaporator)에 공급되는 브라인(Brine)으로부터 물만을 증발시키기 위한 증발기, 증발된 증기와 브라인 액적(Droplet)을 분리시켜주기 위한 데미스터(Demister), 브라인을 증발기에 고르게 분사시켜 주기 위한 분사노즐(Spray nozzle), 증발실(Vacuum evaporating vessel)을 진공압력으로 유지시켜주기 위한 진공장치(Vacuum system) 그리고 증발된 증기를 재 압축하여 증발열원으로 사용하기 위한 열압축기(Thermocompressor)로 구성되어 있다.

열압축기의 가동을 위한 구동증기는 주로 발전설비(Power plant)의 저압터빈에서 추기되는 250.0~1,500.0 kPa의 증기가 사용되는 것이 일반적이다. 최근에는 에너지 사용 효율을 향상시키기 위하여 저압의 증기를 사용하는 추세이므로 본 연구에서는 저압 266.0 kPa의 구동증기를 사용하였다.

열압축기를 채용한 다중효용 방식의 담수설비에서 성적계수(Gain output ratio, GOR)는 시스템의 성능평가 요인으로 식(1)과 같다.

$$G.O.R = \frac{m_p}{m_m} - 1 = \frac{n \times (m_m + m_s)}{m_m} - 1 \quad (1)$$

식(1)의 우변에 나타남과 같이 열압축기를 채용한 다중효용방식 담수설비에서 열압축기의 효율은 담수설비 전체효율에 직접적인 영향을 미치므로 열압축기의 흡입성능 향상은 담수설비의 경제적 운전에 매우 중요한 요인이라고 할 수 있다^[2]. 열압축기의 중요한 성능평가요소인 흡입유량비(Entrainment ratio) a 는 식(2)와 같다.

$$a = \frac{m_s}{m_m} \quad (2)$$

열압축기는 저압터빈에서 추기되는 구동증기에 의해 구동되며, 구동증기는 축소-확대 노즐을 통과하면서 마하 2.5 이상으로 가속되어 열압축기의 흡입실에 분사된다. 고속으로 분사된 구동증기와 구동증기 분류(Jet)와 주변증기 사이에는 속도차이에 의한 표면 전단력(shear force)이 발생된다. 이와 같이 고속의 구동증기와 저속의 흡입증기 사이에 발생되는 표면 전단력을 견인력이라고 하며, 이 힘에 의하여 증기가 흡입되어 열압축기의 디퓨저 입구부에서 흡입증기는 구동증기와 혼합되며 에너지 교환이 이루어진다^{[3]-[5]}. 이와 관련된 선행 연구자의 선행연구에 의해 흡입과 혼합에 대한 이론모델은 제시되어있으나^{[6]-[8]}, 흡입성능에 큰 영향을 미치는 디퓨저 입구부의 최적형상 개발을 위한 연구실적은 매우 적다.

본 연구에서는 디퓨저 입구부의 최적형상을 개발하기 위하여 현장 실증실험을 진행하여 상용수치해

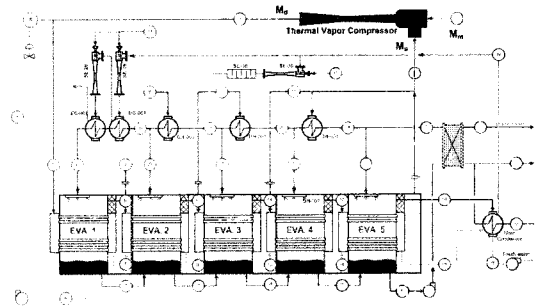


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

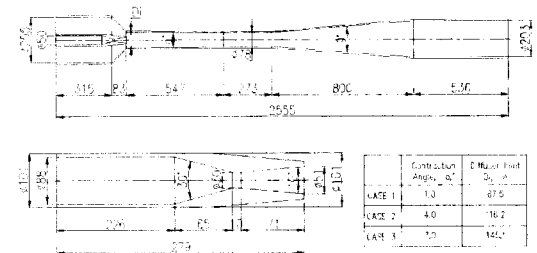


Fig. 2 The experimental thermo compressor



Detail "A"

Detail "B"

Fig. 3 Calculation grids systems in thermo-m compress

석 프로그램인 FLUENT를 이용한 계산 결과를 분석하였다.

2. 수치해석

Fig. 2는 본 연구에서 적용한 열압축기로 전체길이 2800 mm, 디퓨저 목부직경 78.0 mm, 디퓨저 목부 길이 273.4 mm, 디퓨저 확대각 9.0°, 디퓨저 출구부 길이는 800.0 mm이다. 디퓨저 입구부 직경은 축소각에 따라 1.0°인 경우 87.5 mm, 4.0°인 경우 116.2 mm, 7.0°인 경우 145.1 mm로 하였으며, 디퓨저 입구부 길이는 546.8 mm로 일정하

게 하였다. 또한 구동노즐은 전체길이 408.3 mm, 축소부 길이 65.1 mm, 축소각 30°, 목부 직경은 17.8 mm, 목부길이 10.0 mm, 출구 직경은 30.3 mm, 확대각은 10.0°이다.

상기의 축대칭형상 열압축기에서 구동유체 및 흡입유체가 증기와 같은 압축성 유체인 경우 정상상태의 유동조건으로 Navier-Stokes 방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + P)) \\ = \nabla \cdot \left(\alpha_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \nabla \cdot (u_j(\tau_{ij})) \end{aligned} \quad (5)$$

여기에서,

$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (6)$$

2.1 수치계산

열압축기 내부의 유동장을 수치적으로 모사하기 위하여, 상용해석 프로그램인 Fluent Ver.6.2를 이용하였다.

Fig. 3은 수치해석을 수행하기 위하여 기본형 열압축기를 유한체적을 갖는 격자계로 나타낸 것이며, 격자계 생성은 Gambit를 이용하였다. 열압축기의 형상이 축대칭이므로 열압축기 상부만을 계산 영역으로 선정하여 28,000개의 격자계를 구성하였다. 또한 벽면경계층, 구동노즐 및 디퓨저에서 예상되는 충격파의 위치에는 밀집 격자계를 구성하였다. 수치계산은 HP Workstation xw-6000을 이용하였다. 또한 소산율 $\epsilon = 10^{-6}$ 을 수치해석의 수렴 조건으로 하여 계산을 진행하였으며, 수렴을 위해서는 약 60,000회 이상의 반복계산을 필요로 하였다. 수치계산은 축대칭 조건으로 수행하였으므로 3차원 계산과 동일한 결과라고 판단할 수 있다.

2.2 유동유체의 물성치

열압축기 내부를 유동하는 증기의 물성치는 Fluent에서 제공하는 증기의 물성치를 이용하였으며, Table 1에 보인 것과 같다. 또한 유동유체가 증기 즉, 압축성유체이므로 이를 반영하기 위해서는 유동상태에 따라 밀도값을 다르게 적용하였으며, 저압 유동상태일 경우에는 이상기체로 가정하였다.

2.3 경계조건

본 연구에 사용된 열압축기는 각부 경계조건으로 구동증기측은 Pressure inlet 조건으로 전압 266.0×10^3 Pa, 온도 402.7 K, 흡입증기측은 Pressure inlet로 전압 15.0×10^3 Pa, 온도 327.2 K로 하였고 출구측에서는 Pressure outlet 조건으로 전압 28.0 kPa를 기본 유동조건으로 주었다.

열압축기를 채용한 다중효용방식의 담수설비 운전조건을 포함하는 유동조건으로 흡입압력 6.0, 9.0, 12.0, 16.0, 18.0 kPa의 5가지 경우에 대하여 수행하였다. 출구압력은 15.0, 18.0, 22.0, 25.0, 28.0 kPa의 5가지 경우에 대하여 유동해석을 수행하였다. 구동증기는 발전 터빈으로 추가되는 저압의 266.0 kPa 구동증기의 사용이 검토되고 있으므로 266.0 kPa 하나만을 해석의 경계조건으로 사용하였으나, 구동증기의 압력에 따른 흡입성능의 정확한 해석을 위해서는 구동증기 압력에 따른 추가적인 해석이 필요하다.

또한 디퓨저 입구부 축소각이 0.0°, 0.5°, 1.0°, 2.0°, 3.5°, 4.5°인 축소각이 다른 6개의 열압축기에 대하여 수치계산을 실시하였다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

Table 2에는 수치해석 결과를 정리한 것으로서 구동증기압력은 266.0 kPa로 일정하게 유지할 때 열압축기의 흡입압력 및 출구압력에 따른 흡입유량비를 보여주고 있다. Table 2에서 알 수 있는 바와 같이 흡입압력이 증가함에 따라 흡입유량비는 지속

적으로 증가함을 알 수 있었다. 하지만 Fig. 4의 출구압력에 따른 흡입유량비의 관계에서 알 수 있듯이 출구압력은 어느 일정압력까지 흡입유량비가 일정하게 유지되며(Critical flow), 이 보다 출구압력이 높아지면 급격하게 흡입유량비가 감소(Sub-critical flow)하다가 출구압력이 더욱 증가하면 구동증기의 일부가 흡입측으로 역류(Reverse flow)하게 되어 흡입능력을 상실하게 된다⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾.

열압축기를 채용한 다중효용방식의 담수설비에도 상기와 같은 현상은 종종 발생하게 되는데, 여러 가지 요인에 의하여 흡입측 압력이 증가하게 되면 동시에 흡입유량비도 증가하게 된다. 따라서 증발기에 공급되는 증기의 총공급유량이 증가하여 응축 가능한 증기의 유량보다 공급량이 증가하게 되면 운전압력이 과도하게 증가하게 된다. 이러한 경우 열압축기의 출구압력은 설계압력보다 높은 압력으로 운전되게 되며, 열압축기는 불안정한 운전영역에서 운전하게 된다.

Table 1 Thermal property of water vapor

Properties	Unit	Values	Remark
Specific heat capacity, C_p	J / (kg K)	2,014.00	
Thermal conductivity, k	W/(m K)	0.0261	
Viscosity, μ	kgm/(m s)	1.34×10^{-5}	
Molecular weight, M	kg/kmol	18.01534	

Table 2 Calculation conditions for performance analysis of thermocompressor; Data number matrix in case of 2.0° convergence angle

Motive steam pressure 266.0 × 10 ³ Pa		Discharge pressure, × 10 ³ Pa				
		1:15.0	2:18.0	3:22.0	4:25.0	5:28.0
Suction pressure × 10 ³ Pa	I : 6.0	BI-1 a=0.46	BI-2 a=0.46	×	×	×
	II : 9.0	BII-1 a=0.67	BII-2 a=0.67	BII-3 a=0.48	×	×
	III : 12.0	BIII-1 a=0.88	BIII-2 a=0.88	BIII-3 a=0.88	BIII-4 a=0.43	×
	IV : 15.0	BIV-1 a=1.09	BIV-2 a=1.09	BIV-3 a=1.09	BIV-4 a=1.09	BV-5 a=0.23
	V : 18.0	BV-1 a=1.29	BV-2 a=1.29	BV-3 a=1.29	BV-4 a=1.29	BV-5 a=1.29

Table 3 Calculation results according to the convergence angle of diffuser inlet

Convergence Angle	Flow Rate, kg/sec			Entrainment Ratio
	Motive	Suction	Discharge	
0.5°	0.099	0.080	0.178	0.81
2.0°	0.099	0.088	0.187	0.88
3.5°	0.099	0.082	0.182	0.82

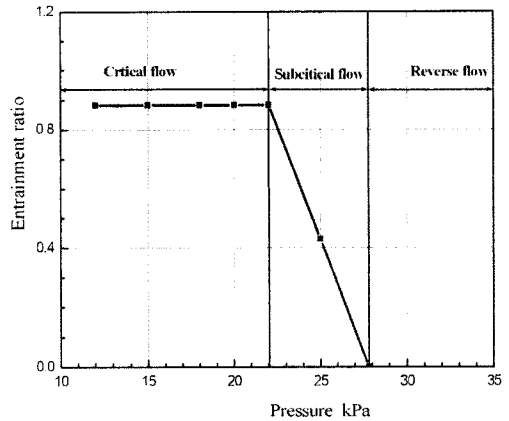


Fig. 4 The effect of discharge pressures on the entrainment ratio

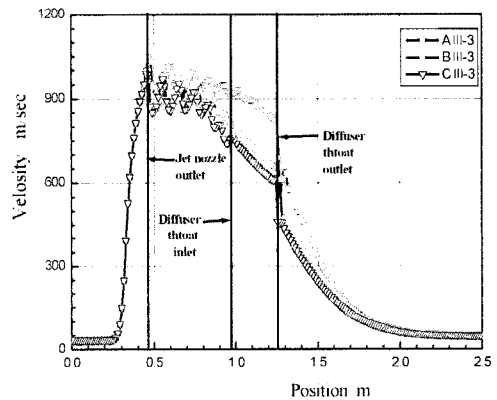


Fig. 5 Velocity distribution along the center line of thermal vapor compressor

Table 3은 디퓨저 입구부의 축소각이 A:0.5°, B:2.0°, C:3.5°의 경우의 흡입유량비를 나타낸 것으로서 흡입증기가 유동하는데 충분한 유로가 필요하며, 이는 축소각이 증가할수록 유로면적이 커지므로 흡입유량도 증가함을 알 수 있다. 하지만 디퓨저 입구부의 축소각이 필요이상으로 커지면 구동

증기 중의 일부가 주분류에서 이탈하여 흡입증기와 같이 흡입부하로 작용하므로, 어느 각도 이상으로 증가하면 흡입유량비가 증가하지 않음을 알 수 있다.

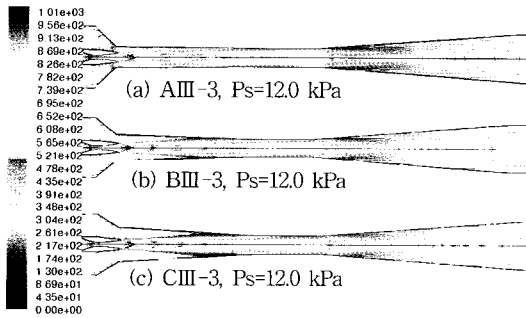
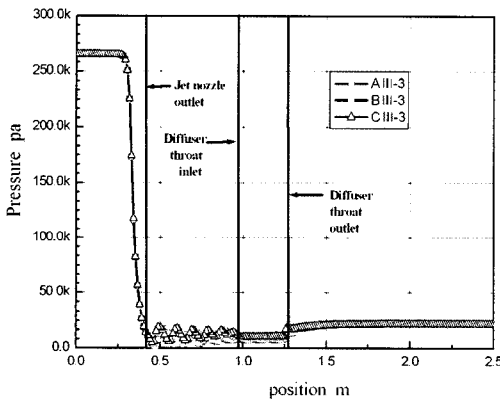
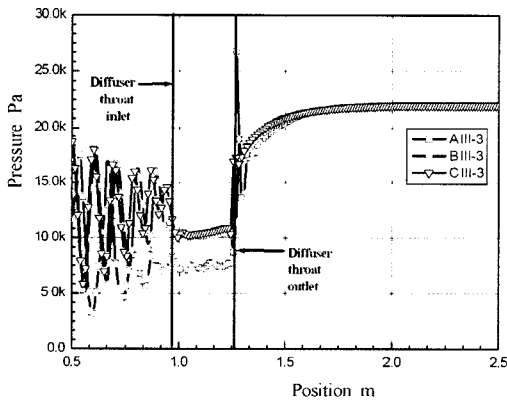


Fig. 6 Velocity contour of thermo compressor at various convergence angle



(a) The center line of thermo compressor



(b) Detail of diffuser

Fig. 7 Static pressure distribution along the center line of thermo compressor

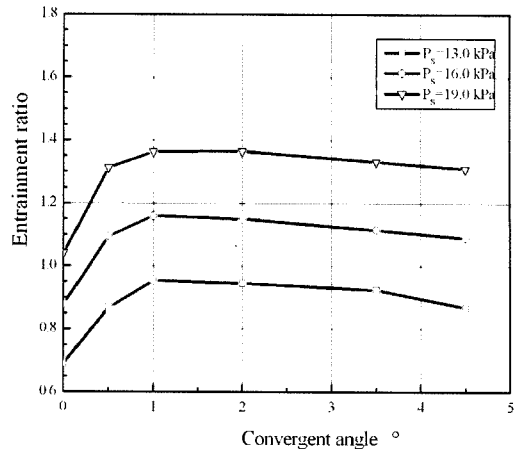


Fig. 8 The entrainment ratio of thermo compressor at various convergence angle

Fig. 5는 흡입유량이 임계값에 도달한 경우 디퓨저 입구부의 축소각에 따른 속도분포를 나타낸 것으로 디퓨저 입구부의 축소각이 작은 경우(□)가 다른 두 경우(○, △)에 비하여 상대적으로 흡입유량이 적어 내부 유동속도가 높게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 6은 각각의 경우에 대한 속도등고선(velocity contour)를 보여주고 있다.

Fig. 7(a)에서 보는바와 같이 열압축기 중심부에서의 압력분포는 디퓨저 입구부의 축소각에 관계없이 일정한 형식(Pattern)를 보이고 있다.

Fig. 7(b)는 디퓨저 부분에 대한 압력분포를 나타낸 것으로 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우가 다른 두 경우에 비하여 상대적으로 흡입유량이 적어 내부 유동속도가 높게 나타나며, 높은 속도에너지를 보유하고 있다. 이는 디퓨저 목부에서 충분한 혼합과정과 속도에너지가 압력에너지로 변화는 과정이 진행되었기 때문이며, 이로 인하여 디퓨저 입구부 축소각이 작은 경우 압력변동 폭이 상대적으로 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 디퓨저 입구부 축소각이 0.0°, 0.5°, 1.0°, 2.0°, 3.5°, 4.5°인 경우 흡입압력에 따른 흡입유량비를 표시한 것으로, 앞에서 언급한 바와 같이 1.0°~2.0° 부근에서 최적의 흡입성능을 보이고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 다중효용 담수설비용 열압축기의 디퓨저 입구부 축소각에 따른 흡입성능에 대한 실증실험과 수치계산을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 열압축기 흡입성능 특성은 Critical flow, Sub-critical flow와 Reverse flow의 세 가지로 구분됨을 알 수 있었다.

(2) 실제설비에 적용된 열압축기의 흡입성능은 설계압력까지는 흡입압력이 증가함에 따라 흡입유량비가 증가하고, 흡입압력이 설계압력보다 높으면 반대로 흡입유량비가 감소하는 것을 알 수 있었다.

(3) 구동압력과 흡입압력을 일정하게 유지한 경우 열압축기가 디퓨저 입구부의 축소각 $1.0^{\circ} \sim 2.0^{\circ}$ 범위에서 최적성능을 보임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업과 경상대학교 2단계 BK21 및 NURI 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 2006, "The 19th IDA Worldwide Desalting Plant Inventory", Media analytics ltd.
- [2] H.S. Choi, S.K. Lee, G.J. Jung, 2002, "Experimental heat transfer analysis of multiple effect desalination pilot plant", IDA BAH03-099.
- [3] T. Ueda, 1961, "On the performance characteristics of steam ejector", JSME, 4-13, pp. 124-131.
- [4] K. Matuso, K. Sasaguchi, K. Tasaki, H. Mochuzuki, 1981, "Investigation of Supersonic Air Ejectors - Part 1. Performance in the Case of Zero-Secondary Flow", JSME, Vol. 47, No.

416, pp. 635-641.

- [5] K. Matuso, K. Sasaguchi, K. Tasaki, H. Mochuzuki, 1982, "Investigation of Supersonic Air Ejectors - Part 2. Effects of Throat-Area-Ratio on Ejector Performance", JSME, Vol. 48, No. 428, pp. 648-655.
- [6] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desavaux, Y. Mercadier, 2005, "Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors", Heat and fluid flow, 26, pp. 56-70.
- [7] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, 2007, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics : Part 1 Validation of the CFD results", Int. J. of thermal science, 46, pp. 812-822.
- [8] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, 2007, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics : Part 2 Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressure & geometries", Int. J. of thermal science, 46, pp. 823-833.

저 자 소 개



김창복(金昌福)

1969년 10월생, 1993년 연변대학교 농기계학과 졸업, 2004년 충북대학교 농업기계학과 석사과정수료(공학석사), 2007년 한국해양대학교 대학원 기관시스템학과 박사과정수료(공학박사), 2007~현재, 동현씨스텍 연구원.



송영호(宋榮鎬)

1968년 3월생, 1993년 국립, 부산대학교 기계공학과(학사), 2005년 한국 UMIT 대학원, Thermal Power & Fluid Engineering Div.(석사), 2004년 한국해양대학교 기계공학과(박사), 현재 대원열판(주) 대표이사.



김경근(金京根)

1974년 한국해양대학교 졸업, 공학박사,
현재 한국해양대학교 해사대학 기관시
스템공학부 교수, 관심분야는 이젝터를
이용한 해양조선 및 육상플랜트설비,
LNG 선박의 열설계, 저온 진공건조임.



박기태(朴起台)

1981년생 5월생, 2007년도 경상대학교
기계항공공학부 졸업, 현재 경상대학교
대학원 정밀기계공학과 열유체전공 석
사과정 재학중



정한식(鄭漢植)

1954년생, 1981년 동아대학교(학사),
1983년 동아대학교 열유체공학(석사),
1987년 동아대학교 열유체공학(박사),
현재 경상대학교 기계항공공학부 교수



최두열(崔斗烈)

1968년 7월생, 1993년 한국해양대학교
기계공학과 졸업, 2008년 한국해양대학
교 기계공학과 석사과정 (공학석사),
2008~현재 경상대학교 정밀기계공학 박
사과정