



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

Hogging Ejector의 설계 및  
성능에 관한 연구



2017년 2월

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

김 지 민

공 학 석 사 학 위 논 문

# Hogging Ejector의 설계 및 성능에 관한 연구

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2017년 2월

부 경 대 학 교 산 업 대 학 원

냉동공조공학과

김 지 민

김지민의 공학석사 학위논문을 인준함.

2017년 2월



위원장 공학박사 최광환



위원 공학박사 손창효



위원 공학박사 윤정인



# 목 차

Abstract .....	iii
List of figures .....	v
List of tables .....	vi
Nomenclature .....	vii
<b>제 1 장 서 론 .....</b>	<b>1</b>
1.1 연구배경 및 목적 .....	1
1.2 종래연구 .....	3
1.3 산업에서의 Ejector 적용 .....	5
<b>제 2 장 Ejector의 이론 .....</b>	<b>8</b>
2.1 베르누이 방정식을 이용한 이론 .....	8
<b>제 3 장 Ejector의 설계 .....</b>	<b>13</b>
3.1 Ejector의 설계를 위한 유동해석 이론 .....	13
3.2 유동해석을 반영한 설계 .....	20
<b>제 4 장 Hogging ejector의 성능특성 .....</b>	<b>22</b>
4.1 실험 장치 .....	22
4.2 실험 방법 .....	27
4.3 실험 결과 및 고찰 .....	29

제 5장 결 론	37
참고문헌	39
감사의 글	40



# A study on performance and design of Hogging Ejector

Ji Min KIM

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,  
The Graduate School,  
Pukyong National University

## Abstract

Research on energy has been continuing various studies on these day. Because the global environment in the future will change depending on how we used an energy in the present. So, various studies have been carried out by various scholars including research on new systems and improvement of efficiency in existing systems. In the field of industry also, many application for improvement of efficiency are considered and applied.

Ejector systems also are a lot related to this. Low-pressure working fluid, which is a secondary working fluid, is sucked into the ejector and mixed with each other due to the pressure drop and shearing effect that occurs when the primary working fluid, high pressure and high temperature gas, is released from the nozzle. This mixed fluid are released to the atmosphere through a diffuser. That is, the energy of the primary working fluid causes the secondary working fluid to move. And no electrical power is introduced in this process. If user don't want to apply the ejector system, user should consider to apply a

device such as a pump using electricity to move the secondary working fluid. Of course, Ejector system also, the electrical power is required when primary working fluid is made by compressor. But this fluid is not made only for the ejector system. This steam is for an operation of utilizes in the plant.

Namely, The advantage of the ejector system is that it doesn't need to use electrical power. On the other hand, the design of ejector system is a very difficult problem. Because it deals with compressible fluid. Then the properties change continuously according to temperature and pressure. In addition, normal shock wave and choking occurs when passing through a narrow area in the nozzle. It is necessary to design it in consideration of this. This often leads to performance failures during performance testing.

In this study, I analyzed the major cause of performance failure based on the accumulated database and proposed a new design which can increase the design accuracy. And I confirmed the validity of the new design through experiments with two kinds of ejector to be designed by new design method and original design method.

## List of figures

Fig 1.1 Distribution diagram of Condensation and Ejector system

Fig 3.1 Subsonic and sonic ejector flow

Fig 4.1 Distribution diagram of test facility for ejector system

Fig 4.2 Picture of test facility for Ejector system

Fig 4.3 Vacuum degree variation designed by Original design method

Fig 4.4 Vacuum degree variation designed by New design method

Fig 4.5 Comparison of Vacuum degree at each Hogging ejector

## List of tables

Table 3.1 The output of summary

Table 3.2 Connection size of Hogging Ejector

Table 4.1 Experimental condition

Table 4.2 Experimental chart



## NOMENCLATURE

### SYMBOLS

P	압력	[Pa]
V	부피	[ $m^3$ ]
Q	체적유량	[ $m^3/h$ ]
$C_f$	노즐상수	[-]
A	면적	[ $m^2$ ]
C	비열	[J/kgK]
D	직경	[m]
F	충격함수	[-]
h	엔탈피	[J/kg]
M	마하수	[-]
$\dot{m}$	질량유량	[kg/s]
R	기체상수	[J/kgK]
T	온도	[K]

### GREEK SYMBOLS

$\rho$	밀도
$\psi$	압력비
$\kappa$	비열비

## SUBSCRIPTS

$i$	Inlet
$o$	Outlet
$v$	진공
$a$	대기압



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구배경 및 목적

Ejector는 펌프와 같은 장치와 달리 전기에너지를 사용하지 않고 작동유체가 가지고 있는 에너지를 희생하여 진공을 형성하거나 2차 유체의 이동을 할 수 있는 장점을 가진 시스템이다. 또한 펌프에서 주의 깊게 다루어야 할 공동현상(Cavitation)을 수반하지 않으므로 안전하게 사용할 수 있는 장점이 있다. 또한 가격적인 측면에서도 유리한 시스템이다. 따라서 학계에서는 Ejector에 대한 다양한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 특히 냉동 사이클에 Ejector를 적용하여 냉동 시스템의 COP를 향상의 목적으로 꾸준하게 연구가 이루어지고 있다. 세계적으로 특허권 취득을 위한 활동도 활발히 이루어지고 있다. 특히 미국에서 Ejector 시스템을 이용한 공기건조기 특허가 등록되었으며 제트기 등 다양한 산업 분야에 적용 되어져왔다.

하지만 이론적으로 접근하기엔 초크, 수직 충격파 등 여러 가지 고려해야 될 손실부분이 많고, 상태량이 예민하게 반응하는 압축기체가 작동유체인 경우가 많으며, 심지어 2상 유동이 고려되어야 하는 경우도 많다. 따라서 1차원적인 계산으로는 접근하기에는 현실적으로 쉽지 않기에 해석적

인 방법 혹은 실험적인 방법으로 다양한 연구가 이루어지고 있고, 실제 산업에서도 설계 단계에서 상용 수치해석 프로그램(CFD 외)을 활용하여 설계하고 있으며, 제품을 제작할 때 이 값을 기준으로 하고 있다.

하지만 상용프로그램을 사용하게 되면 수많은 가정 값으로 제한된 환경, 그에 맞는 계산 값이 도출되게 되며, 비교적 단순한 Ejector 노즐을 사용할 수밖에 없다. 또한, 상용프로그램을 사용하여 설계한 실 제품을 성능테스트해보면 설계 값과 오차가 큰 경우의 경우도 자주 발생한다. 산업에서 모든 프로젝트는 납품기일이 있고, 이 기한 내에 제품이 납품되어 조립이 되어야 하는데, 만약 위의 문제로 납품이 늦어진다면 최종 사용자입장에서는 공장 가동일이 늦어지고, 엄청난 손해를 입는다. 즉, 시간이 매우 중요하다.

이 시간을 단축할 수 있는 방법은 여러 환경에서의 설계 값을 적용한 상용프로그램 결과 값과 성능실험 결과 데이터베이스를 종합적으로 분석하여 원인을 분석하고, 본 연구를 통하여 오차를 줄일 수 있는 새로운 설계 방법을 증명하고자한다.

## 1.2 종래연구

본 연구에서 대상으로 하는 Hogging Ejector는 비교적 특수한 분야의 장치이기에 본 제품을 대상으로 한 국내, 해외 논문 혹은 저널에 등록된 종래의 연구를 찾아볼 수 없었다. 다양한 경로를 통해 시도하였으나 특정 회사에서 제품을 소개하는 자료의 정도만 있었다. Hogging Ejector는 특수 산업분야이며, 각 회사의 노하우로 제품을 설계하기 때문에 노하우가 노출될 가능성을 고려하여 연구를 통해 관련 내용을 남기지 않으려 하는 것으로 추정된다.

그래서 Hogging Ejector와 같은 특수 분야를 배제하고 순수한 Ejector의 성능에 대한 종래의 연구를 찾아보았으며, 국내 뿐만 아니라 해외에서 활발한 연구가 이루어지고 있었음을 확인할 수 있었다. Choi는 이젝터 유동 특성에 관한 연구를 통해 음속/초음속 이젝터의 유통 특성에 관한 수치해석을 이용한 분석 및 실험 연구를 하였으며, 실제 Ejector의 설계 시 내용을 참고할 수 있도록 연구 분석하였다[1]. Kim은 기체/액체 Ejector 시스템의 수력학적 특성에 관한 전산해석 및 실험적 연구를 하였으며 광섬유탐침을 이용한 void fraction 측정 및 CFX를 이용한 이젝터 유동의 정량적 예측을 통해 Ejector 시스템의 특성을 연구하였다[2]. 또한 Lee는 기체-액체 혼합을 위한 수평형 이젝터 시스템의 설계 및 성능평가를 발표하였으며, 수치해석과 실험적 연구를 통하여 이상유동에서의 기포 이동 속도를 성공적으로 측정하고 유량증가에 따른 유속 등을 분석하였다[3].

반면, Ejector를 사이클에 적용한 종래의 연구도 활발히 이루어지고 있

음을 확인할 수 있었다. Yoon 등[4]은 Two-phase를 적용한 온도차발전 시스템의 연구에서 액상상태의 작동유체를 이용하여 터빈출구와 연결된 흡입부를 통해 흡입유체를 유인하는 시스템에 대하여 시뮬레이션 분석 연구를 진행하였다. Li 등은 종래의 Kalina 사이클에 Ejector를 적용하여 재열기를 통과한 고압의 물을 Ejector의 작동유체로 사용하여 터빈의 출구압력을 응축압력 이하로 감소시키는 E-Kalina 사이클을 제안하였다. 그 결과 종래의 Kalina 사이클 대비 약 5.5%의 효율이 향상된 시스템을 제시하였다[5]. 추가로, 응축기 출구에서 액상상태 냉매의 일부를 분지시켜 저단증발기에서 열원과의 열교환으로 기화한 기체상태 냉매를 Ejector의 작동유체로 사용하는 EORC(Organic Rankine Cycle with Ejector)시스템을 제안하고 실험을 통해 시스템을 구현하였다. 그러나, Ejector의 적용으로 인해 증가된 발전량이 증발열량에 대비 극히 작기에 시스템 효율은 기본 ORC 사이클보다 낮음을 확인하였다[6].

냉동시스템(Refrigeration system)에 Ejector를 적용한 연구 역시 국내, 해외에서 모두 활발하게 진행되어 왔다. Lawrence 등은 Ejector를 냉동시스템에 적용한 표준 이젝터 사이클(Standard Ejector Cycle)에 대한 실험적 연구를 하였다. 응축기 출구의 고압의 액냉매를 Ejector의 작동유체로 사용하여 증발압력보다 압축기 흡입 가스의 압력을 높게 형성하는 것을 확인하였으며, 그 결과 약 11%의 COP 향상을 나타내었다[7].

### 1.3 산업에서의 Ejector 적용

Ejector는 다양한 산업에서 적용된다. 본 연구에서 대상으로 하는 Hogging Ejector가 산업에 적용된 대표적인 예는 증기를 이용한 발전 사이클이 해당된다. Fig. 1.1은 본 Cycle에 대한 개략도이다. 보일러에서 생성된 고온 고압의 기체가 터빈을 통과하면서 운동에너지가 전기에너지로 변환된다. 터빈을 통과한 기체를 다시 순환하기 위해 물로 상태를 변환시켜주는 것이 복수기(Surface condenser)이다. 초기 가동 혹은 유지보수 후 재가동시 이 복수기에 머물러있는 잔존 공기를 흡입하는 역할을 Hogging Ejector가 한다. 두 번째로는 복수기의 압력을 진공으로 조성시켜주는 역할을 한다. 터빈을 통과한 증기는 운동에너지를 잃은 대기압에 가까운 상태이기 때문에 이를 그대로 둔다면 터빈의 출구측에 수분이 생성될 수 있고, 이 응축액이 터빈의 날개로 들어간다면 날개의 파손이 생길 우려가 있다. 따라서 터빈 출구측에 연결된 복수기의 압력이 저압이어야 유체가 자연스레 들어가 응축하게 된다. 물론 가동 중에는 엄청난 체적이 복수기 내부에서 응축되기 때문에 지속적으로 진공이 걸리게 된다. 하지만 초기 가동시에는 진공이 산업 코드에서 규명하는 기준으로 잡히지 않고, 무엇보다 터빈으로 작동유체가 되돌아가 문제가 생길 우려가 있으므로 본 논문에서 대상으로 하는 Hogging Ejector가 매우 중요한 역할을 한다.

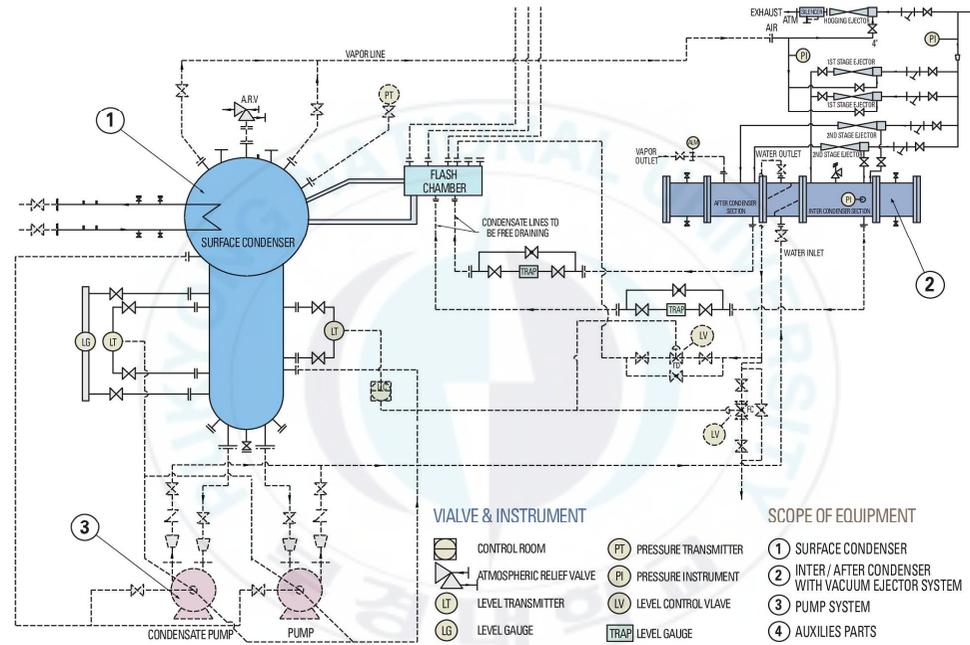


Fig. 1.1 Distribution diagram of condensation and ejector system

이 외에도 산업에서 Ejector는 다양한 목적으로 사용되어져왔으며 지금도 그러하다. 증기터빈의 주펌프로 이용되는 것을 시작으로 배기펌프, 진공펌프, 열압축기 등에 사용되어져왔다. 또한 선박의 COPT(cargo oil pump turbine)용 응축기의 시스템과 증기회수 용도로도 사용되어져왔다. 이러한 플랜트 산업뿐만 아니라 공기건조기시스템에 Ejector가 적용된 사례가 있으며, 해양발전시스템의 효율을 증가시키기 위해 Ejector를 적용한 시스템도 있다.

즉 여러 분야에서 기체, 액체 혹은 고체의 물질을 전송하는 역할로 Ejector를 적용해 왔으며, 진공을 조성하기 위해 적용되어져왔다. 이러한 Ejector 시스템에 대한 연구가 더욱 활발하게 이루어져 더욱 다양한 분야에서 적용되고, 미래에는 지금보다 더욱 정확한 설계 및 제작을 통해 운전시 예측 가능하고 세밀한 운전이 가능한 시스템으로 발전하고 산업의 다양한 분야에 적용되어질 수 있기를 바란다.

## 제 2 장 Ejector의 이론

### 2.1 베르누이 방정식을 이용한 이론

Hogging Ejector는 Motive steam과 공기를 작동유체로 한다. 즉 두 유체는 모두 압력에 따라 밀도가 변하기 때문에 Motive steam을 비압축성 유체로 볼 수 없다. 또한 흡입측의 공기는 Mixing chamber로 흡입되는 과정에서 압력에 의해 밀도가 변하므로 이 또한 비압축성 유체로 볼 수 없다. 하지만 이론에서는 보다 쉽고, 최대한 직관적으로 표현하여 제시하기 위해 Motive steam을 압력에 따라 밀도 변화가 없는 비압축성 유체로 가정하였다.

우선, 노즐과 흡입측 챔버에서 베르누이 방정식을 적용하면 다음과 같다 [2,8].

$$\frac{P_i}{\rho_1} + \frac{V_{1,i}^2}{2} = \frac{P_v}{\rho_1} + \frac{V_{1,v}^2}{2} \quad (2-1)$$

좌항을 압력으로 정리하면 다음과 같다.

$$P_i - P_v = \frac{\rho_1}{2}(V_{1,v}^2 - V_{1,i}^2) \quad (2-2)$$

식 (2-3)에 연속방정식  $Q_1 = V_{1,i}A_i = V_{1,v}A_v$ 를 적용하면

$$P_i - P_v = \frac{\rho_1}{2} \left( \frac{Q_1^2}{A_v^2} - \frac{Q_1^2}{A_i^2} \right) \quad (2-3)$$

식 (2-3)을 정리하면

$$P_i - P_v = \frac{\rho_1 Q_1^2}{2A_v^2} \left( 1 - \frac{D_v^4}{D_i^4} \right) \quad (2-4)$$

식 (2-4)은 관내 손실이 없는 경우에 적용할 수 있는 베르누이방정식이다. 하지만 실제 노즐을 통과할 때 상당히 큰 마찰 손실이 발생하기에, 이를 고려한 노즐상수  $C_f$ 값을 도입하면 하기와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_i - P_v = \frac{\rho_1 Q_1^2}{2C_f^2 A_v^2} \left( 1 - \frac{D_v^4}{D_i^4} \right) \quad (2-5)$$

노즐상수  $C_f$ 값은 노즐의 형상에 따라 달라지므로 실험에 의해 구해진다.

다음으로 흡입 배관의 입구와 출구를 대상으로 베르누이 방정식을 이용하여 다음과 같이 정리하였다. Suction Air는 대기압상태  $P_a$ 에서 흡입챔버 내 압력  $P_v$ 로 변할 때 밀도는 압력에 따라 변하는 비압축성기체로 두고 수식을 정리하였다.

$$\int_a^v \frac{1}{\rho} dP + \frac{1}{2} \int_a^v dV^2 = 0 \quad (2-6)$$

흡입챔버 내의 압력은 대기압에 가까운 진공압이므로 기체를 흡입기체를 이상기체로 간주할 수 있으며, 온도의 변화는 무시할 수 있다. 이상기체에서  $P = \rho RT$ 이므로

$$RT \int_a^v \frac{1}{P} dP + \frac{1}{2} (V_{2,v}^2 - V_{2,a}^2) = 0 \quad (2-7)$$

여기서 대기압에서의 기체의 속도는 0에 가까우므로  $V_{2,a}^2 \cong 0$ 로 두면

$$RT \left( \ln \frac{P_v}{P_a} \right) + \frac{1}{2} V_{2,v}^2 = 0 \quad (2-8)$$

$$\ln \frac{P_a}{P_v} = \frac{\rho_v V_{2,v}^2}{2P_v} = \frac{\rho_2 V_{2,v}^2}{2P_a} \quad (2-9)$$

여기서 흡입구 배관 면적이  $A_t$ 라고 하면  $Q_2 = A_t V_{2,v}$ 가 되고, 식 (2-10)로 나타낼 수 있다.

$$\ln \frac{P_a}{P_v} = \frac{\rho_2}{2A_t^2 P_a} Q_2^2 \quad (2-10)$$

흡입 배관 내에서 기체의 마찰에 의한 손실계수  $C_0$ 를 도입하면 식(2-11)으로 나타낼 수 있다.

$$\ln \frac{P_a}{P_v} = \frac{\rho_2}{2C_0^2 A_t^2 P_a} Q_2^2 \quad (2-11)$$

흡입관내 마찰손실계수  $C_0$ 는 관내 형상에 따라 달라지며, 이 값은 실험에 의해 구해져야하는 상수이다.

식 (2-5)를  $P_v$ 에 대해 정리하여 식 (2-11)에 대입하면 아래와 같다.

$$P_i - \frac{\rho_1 Q_1^2}{2C_f^2 A_v^2} \left[ 1 - \left( \frac{D_v}{D_i} \right)^4 \right] = \frac{P_a}{\exp(\rho_2 Q_2^2 / 2C_0^2 A_t^2 P_a)} \quad (2-12)$$

$Q_2$ 에 대해 정리하면 하기와 같다.

$$Q_2 = \sqrt{\ln \left( \frac{P_a}{P_i - (\rho_1 Q_1^2 / 2C_f^2 A_v^2) [1 - (D_v/D_i)^4] \times \frac{2C_0^2 A_t^2 P_a}{\rho_2}} \right)} \quad (2-13)$$

## 제 3 장 Ejector의 설계

앞의 2장과 같이 1차원적인 계산을 통해 흡입 유체의 유량을 계산할 수 있다. 하지만 수많은 가정을 적용해야 하며, 압축성 유체가 고려되지 않는 등 시스템의 설계 혹은 성능평가를 하는 것은 무리가 있다. 설계의 초기 단계에서 기본 사이즈 정도는 가늠하여 접근 가능할 정도로만 판단된다. 그러므로 1차원 기체역학 이론에 유체의 압축비, 손실계수 그리고 디퓨저의 확대비를 적용하여, Ejector 유동을 분석 및 해석이 필요하며, 그 결과 값을 토대로 Ejector를 최종 설계하고, 성능평가에 사용하였다.

본 논문에서 대상으로 하는 Hogging Ejector는 기체역학적인 측면에서 음속 및 아음속 영역에 해당하기에, 이와 관련한 내용을 바탕으로 설계에 반영하였다.

### 3.1 Ejector의 설계를 위한 유동해석 이론

우선 아음속 Ejector 유동의 개요를 각각 Fig. 3.1의 (a), (b)로 나타내었다. 1차 작동유체인 고압의 기체가 노즐로부터 방출되는 경우에 발생하는

압력강하 및 전단작용에 의해 2차 작동유체인 저압기체가 Ejector 입구로 흡인되어 서로 혼합하게 된다. 1차 유동과 2차 유동에 의한 혼합기체는 Ejector의 단면 m과 단면 3 부분에서 완전히 혼합된 후, 디퓨저를 통해 대기로 방출하게 된다. Ejector 유동에 대해 비교적 단순화하기 위해 다음과 같이 가정하였다. Ejector의 1차 및 2차 유동은 완전기체(공기,  $k=1.40$ )이며 단열 유동으로 간주한다. 또한, 노즐과 디퓨저의 유동은 입구 상태량만에 의해 결정되며, 혼합영역에서 두 유동의 혼합손실은 무시한다. 본 가정들을 이용하여 정상 일차원 유동에 대한 이론식은 다음과 같다.

정상 압축성 일차원 단열유동의 지배방정식에서 마하수인 유동의 압력을  $P$ , 온도  $T$ , 단면적  $A$ , 질량유량을  $\dot{m}$ 라 하면, 마하수의 함수로 상태량을 나타낼 수 있다.

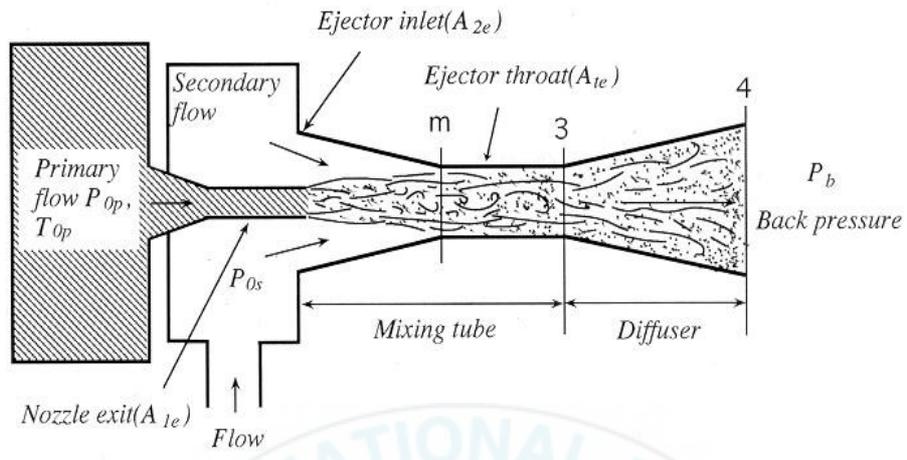
$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{\kappa/(\kappa - 1)} \quad (3-1)$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2 \quad (3-2)$$

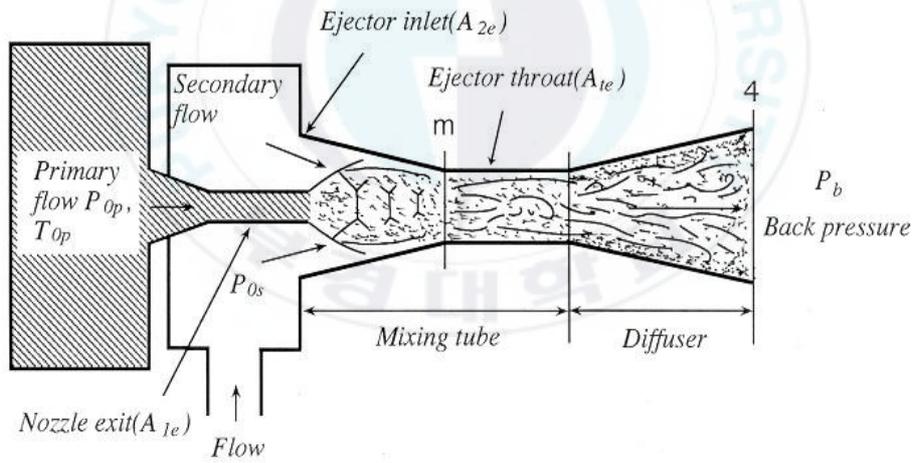
$$\frac{A}{A_{cr}} = \frac{1}{M} \left\{ \frac{2}{\kappa + 1} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right) \right\}^{(\kappa + 1)/2(\kappa - 1)} \quad (3-3)$$

$$\frac{F}{F_{cr}} = \frac{1 + \kappa M^2}{M \sqrt{2(\kappa + 1) \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)}} \quad (3-4)$$

$$\frac{\dot{m}}{AP_0} \sqrt{\frac{R}{\kappa}} T_0 = M \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M^2\right)^{-(\kappa + 1)/2(\kappa - 1)} \quad (3-5)$$



(a) Subsonic ejector



(b) Sonic ejector

Fig. 3.1 Subsonic and sonic ejector flow

위의 식에서  $A_{cr}$ 은 1차 노즐 목의 임계 단면적을 나타내며,  $F_{cr}$ 은 1차 노즐 유동의 임계 충격함수를 나타낸다.

1차 노즐에서의 유동과 Ejector의 내부에서 발생하는 혼합유동 그리고 디퓨저를 통하는 유동의 손실들을 이론 해석에 도입하기 위해서 하기와 같이 압력비를 각각  $\sigma$ 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$\sigma_{0p} = \frac{P_{01e}}{P_{0p}}, \quad \sigma_{0s} = \frac{P_{02e}}{P_{0s}}, \quad \sigma_{43} = \frac{P_{04}}{P_{03}} \quad (3-6)$$

위의 식에서 하첨자 1e은 노즐 출구에서의 상태, 0p는 1차 유동의 정체점에서의 상태, 2e는 2차 유동의 입구에서의 상태, 0s는 2차 유동의 정체점에서의 상태 그리고 3은 디퓨저 입구에서의 단면, 4는 디퓨저 출구에서의 단면을 나타낸다.

1·2차 유동의 유량비  $\omega = \dot{m}_s / \dot{m}_p$ , 목 면적비  $\Psi = A_{te} / A_{th}$ , 1·2차 유동에서의 전 압력비  $\psi = P_{0p} / P_{0s}$ 로 가정하면, Ejector의 혼합부 입구(단면  $A_{2e}$ )에서 유동의 마하수  $M_{2e}$ 는 다음의 식으로 정의될 수 있다.

$$\overline{A}(M_{2e}) = \frac{(\Psi - 1) \sigma_{2e}}{\Phi \sigma_{1e}} \frac{\overline{A}(M_{1e})}{\omega} \quad (3-7)$$

여기서  $\overline{A}(M)$ 은 면적비를 마하수의 함수로 나타내었으며, 2차 정체실의 압력  $P_0s$ 와 Ejector 출구에서의 압력  $P_4$ 의 비는 식 (3-8)와 같이 정의된다.

$$\frac{P_4}{P_{0s}} = \frac{(\omega + 1)\phi \sigma_{1e}\sigma_{43}\sigma_{3m}}{\Psi} \frac{\overline{A}(M_m)}{\overline{A}(M_{1e})} \quad (3-8)$$

따라서 위의 식 (3-7)을 식 (3-8)에 대입하고 마하수에 대한 충격함수비  $\overline{F}(M)$ 로 나타내면, Ejector 내 혼합부에서 마하수는 식 (3-9)로 부터 구해진다.

$$\overline{F}(M_m) = \frac{\omega \overline{F}(M_{2e}) + \overline{F}(M_{1e})}{(\omega + 1)} \quad (3-9)$$

다음으로 유동 손실에 대해 다음과 같이 정리하였다. 단열유동의 경우 식 (3-6)의  $\sigma_{0p}$ 는 1차 노즐 유동의 유량계수와 일치하며, 일반적으로 유동의 손실을 무시한 등엔트로피 유동  $\dot{m}_{isen}$ 에 대한 실제의 유량  $\dot{m}$ 의 비로 정의된다. 따라서 이론유량과 실제의 유량과의 관계는 일반적으로 식 (3-10)과 같이 정의된다.

$$\overline{m}(M_{isen}) = \frac{\overline{m}(M_{1e})}{\sigma_{op}} \quad (3-10)$$

한편 Ejector 입구에 있어서 2차 유동에 대한 압력손실을 유동 손실계수를 이용하여 나타내면  $P_{0s} - P_{2e} = (1/2)\lambda \rho_{2e} u_{2e}^2$ 와 같이 된다. 이를 이용하여 2차 유동에서의 유동손실과 정체실의 압력비로 나타내면 다음과 같다.

$$\sigma_{0s} = \frac{2P_{0s} - \lambda \rho_s u_{2e}^2}{2P_{0s}} \quad (3-11)$$

위의 식에서  $u_{2e} = c_{2e} M_{2e}$ ,  $P_{0s}/\rho_s = RT_{0s}$ ,  $T_{0s} = T_{2e}$ (단열유동)의 관계 및 식 (3-2)를 통해 식 (3-12)를 얻을 수 있다.

$$\sigma_{21e} = \frac{2 - \lambda \kappa \overline{T}(M_{2e}) M_{2e}^2}{2} \quad (3-12)$$

또한, 디퓨저 단면 3과 4에서의 혼합기체의 유동손실을 고려하기 위해 손실계수  $\beta_d$ 를 도입하여,  $P_3 - P_4 = (1/2)\beta_d \left( \frac{\tau_d^2 - 1}{\tau_d^2} \right) \rho_3 u_3^2$ 으로 쓸 수 있고, 식 (3-6)의  $\sigma_{43}$ 은 식 (3-13)으로 정리된다. 위의 식에서  $\tau_d$ 는 디퓨저의 기하학적 형상을 나타내는 확대비로  $(d_4/d_3)^2$ 로 주어진다.

$$\sigma_{43} = 1 - \frac{\beta_d \left(\frac{\tau_d - 1}{\tau_d}\right)^2 u_3^2}{2 \left( \frac{P_4}{\rho_4} + \frac{u_4^2}{2} + \beta_d \left(\frac{\tau_d - 1}{\tau_d}\right)^2 \frac{u_3^2}{2} \right)} \quad (3-13)$$

위의 식에  $u_3 = c_3 M_3$ ,  $P_4/\rho_4 = RT_4 \doteq RT_3$ ,  $u_4 = u_3/\tau_d$ 의 관계를 이용하여 정리하면, 식(3-14)와 같다[1,8].

$$\sigma_{43} = \frac{\left( \frac{2}{\kappa T(M_3) M_3^2} + \left\{ \beta_d \left(\frac{\tau_d - 1}{\tau_d}\right)^2 + \frac{1}{\tau_d^2} \right\} \right) - \beta_d \left(\frac{\tau_d - 1}{\tau_d}\right)^2}{\frac{2}{\kappa T(M_3) M_3^2} + \left\{ \beta_d \left(\frac{\tau_d - 1}{\tau_d}\right)^2 + \frac{1}{\tau_d^2} \right\}} \quad (3-14)$$

## 3.2 유동해석을 반영한 설계

앞서 언급한바와 같이 단순 계산으로 Ejector의 성능계산을 하기는 쉽지 않다. 반면 실험을 하는 방법이 있지만, 최적화 된 값을 찾기 위해 실험을 반복하는 것도 시간적 비용적 문제가 많다. 따라서 일반적으로는 Ejector의 기본 사이징을 선정한 후 상용프로그램을 설계단계에서 함께 활용하고 있다. 이러한 과정을 통해 설계 값 및 제품의 사양은 Table 3.1과 Table 3.2와 같다. 다음의 두 가지 표는 설계 결과 값을 나타낸다. 흡입공기의 양과 목표로 하는 진공도를 조성하기 위해서는 690kg/h의 Motive steam이 필요하며, 이는 445kPa, 160°C에서의 조건이다. 일반적으로 Motive steam의 압력과 온도는 공장 전체의 설계 조건에 따라 달라지기 때문에 고객사에서 정해주며, 큰 문제가 없다면 고객사의 조건을 따라 설계해야한다. 공기흡입량의 경우는 복수기의 용량에 따라 산업 코드에 일정 값이 지정되어있다. 복수기의 용량이 A라면 흡입되어야 할 공기의 양은 B이며, 압력은 C가 되어야 한다고 명시되어있기에, 최소한으로 지켜야 되는 기준이 있다. 다음으로는 배기 조건을 명기하였으며, 마지막으로 마하수를 기입해 두었다. 마하수는 Ejector의 성능분석 및 구조설계에 있어 가장 중요한 요소 중 하나이기 때문이다. 이번 설계의 제품은 아음속 구간의 Ejector임을 확인할 수 있다.

Table 3.1 The output of summary

Motive	Flow rate (kg/h)	690
	Pressure (kPa)	445
	Temperature (°C)	160
Suction	Flow rate (kg/h)	102.1
	Pressure (kPa)	33
	Temperature (°C)	30.0
Discharge	Flow rate (kg/h)	792.1
	Pressure (kPa)	120
	Temperature (°C)	135.7
	Mach number	0.095

Table 3.2 Connection size of Hogging ejector

Motive	100mm(4Inch) 150# Flange
Suction	50mm(2Inch) 150# Flange
Discharge	100mm(4Inch) 150# Flange

## 제 4 장 Hogging Ejector의 성능특성

### 4.1 실험 장치

Fig. 4.1에는 본 실험에서 이용된 실험 장치 및 측정 계통을 도식적으로 나타내었으며, Fig. 4.2는 실제 사진으로서 계통도와 일치하는 실험장치임을 확인할 수 있다. 실험 또한 마찬가지로 특히 실험 장치를 구성하는 단계에서부터 최대한 실제 환경과 흡사한 조건으로 맞추기 위해 최대한 노력하였다.

실험 장치에 대한 설명으로는 흡입부에는 Pipe line을 통해 Vacuum chamber에 연결되도록 하였으며, 실제 Site의 환경과 유사하게 조성하기 위해 챔버에 전열기를 설치하여 온도를 조절할 수 있게 하였으며, 게이지를 통해 온도를 확인할 수 있도록 구성하였다. 흡입 유량은 단계별로 그리고 간단하게 조정할 수 있도록 오리피스를 사용하도록 구성하였으며, 구경을 점점 늘려 흡입의 유량을 조절할 수 있는 이점이 있다. 흡입에 의해 진공이 얼마만큼 걸리는지 확인하기 위해 Vacuum chamber에 압력 게이지를 설치하였다.

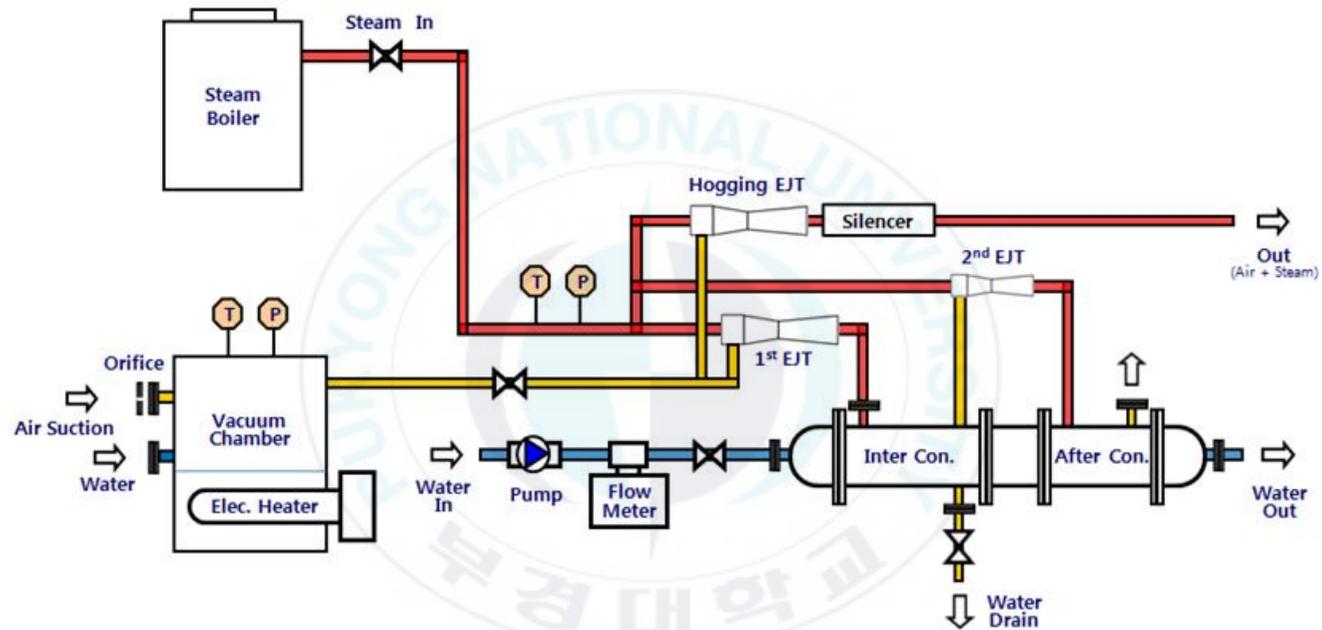


Fig. 4.1 Distribution diagram of test facility for ejector system



Fig. 4.2 Picture of test facility for ejector system

다음의 Table 4.1은 본 실험의 대상인 Hogging Ejector의 작동 조건이다. 유체의 종류, 온도, 압력 그리고 실험 대상인 Hogging Ejector의 사양을 간단하게 표식화 하였다.

본 실험에서 사용한 Ejector의 노즐의 형상은 노즐 입구로부터 목까지 직선적 단면적 감소형태이며, 노즐 목으로부터 출구까지는 직선적으로 단면적이 증가하는 형태이다. 이 형태는 노즐 목에서의 수직 충격파를 최소화하기 위한 형태이기에 본 모델을 선정하게 되었다. 디퓨저의 확대각은 노즐목 직경과 출구 직경에 따라 변화하며, 실험 대상의 디퓨저 확대각은 노즐 목  $0.96^\circ$ 이며, 출구부분은  $4^\circ$ 로 설계 및 제작하였다.

유체가 증기와 일반 대기이기 때문에 재질 선정 역시나 매우 중요하다. 특히 노즐부위는 가공을 해야 하기 때문에 가공 단계에서 효율성, 정확성을 고려해야 하며, 가공 후 표면적 또한 매우 중요하다. 거칠기가 높다면 예상치 못한 와류 등의 문제점이 생길 수 있는 부분이다. 그 외 재질을 선정할 시 고려했던 부분은 바로 단가이다. 펌프와 비교 시 Ejector 시스템의 가장 큰 장점은 바로 단가이다. 이 모든 점을 고려하여 노즐의 연결부 플랜지, Mixing Chamber, 디퓨저 등의 재질은 탄소강으로 적용하였으며, 노즐부위는 내구성을 감안하여 스테인리스 304를 적용하였다.

Table 4.1 Experimental condition

Subject	Hogging Ejector		
Working fluid	Primary	Secondary	Discharge
		Motive steam	Atmospheric air
Flow rate (kg/h)	690	102.1	792.1
Pressure (kPa)	445	33	120
Temperature (°C)	160	30	135.7
Connection size	100mm(4Inch) 150# Flange	50mm(2Inch) 150# Flange	100mm(4Inch) 150# Flange
Material	Carbon steel	Carbon steel	Carbon steel
Mach No.	0.095		

## 4.2 실험 방법

실험 방법으로는 Motive steam은 증기보일러를 통해 설정 압력 및 온도의 환경을 조성하며, Chamber에서 안정화시킨 다음 벨브를 통해 Motive steam의 유량을 조절한다. 사용 가능하도록 설정 된 445 kPa, 160°C의 Motive steam은 100mm(4inch)의 플랜지를 통해 공급하게 된다. 우선 Motive steam을 Ejector에 공급하며, 흡입부 플랜지에 연결 된 Vacuum chamber에서 압력이 얼마나 낮아지는지를 확인한다. 이 압력을 측정한 후 Vacuum chamber의 오리피스의 사이즈를 단계별로 키워 흡입부의 흡입량을 조정하고, 흡입량이 많아짐에 따른 압력 변화도 함께 측정을 한다. 한편, Motive steam과 흡입공기가 Mixing chamber에서 섞인 후 디퓨저를 통해 토출되며, 토출되는 온도와 압력은 참고용으로 책정한다.

앞서 기재한 내용과 같이 Hogging Ejector의 가장 중요한 역할은 흡입부에 연결 된 공기를 흡입하는 것이고, 이와 관련하여 압력도 매우 중요한 요소이다. 따라서 본 실험에서 가장 중요시하게 확인했던 부분이며, Table 4.2와 같은 표를 만들어 기재하며 실험하였다. 외기의 온도는 크게 본 실험에 영향을 미치지 않는다. 또한 흡입부와 연결된 Vacuum chamber에 설치된 가열기를 통해 온도를 조절하였기 때문에 더욱이 큰 문제가 되지 않는다고 판단하였다.

Table 4.2 Experimental chart

No.	Motive steam pressure (kPa)	Suction pressure (mmHg)	Orifice size (flow rate) kg/h	Note
1	0		Φ11 (air:83.4)	
	100			
	200			
	300			
	350			
	400			
	500			
2	0		Φ12 (air:99.12)	
	100			
	200			
	300			
	350			
	400			
	500			
3	0		Φ13 (air:116.3)	
	100			
	200			
	300			
	350			
	400			
	500			
4	0		Φ14 (air:134.9)	
	100			
	200			
	300			
	350			
	400			
	500			

## 4.3 실험 결과 및 고찰

본 실험을 통해 기존 설계방식을 적용한 제품의 흡입압력이 목표한 값에 미치지 못한다는 것을 확인하였다. 실제 작동수치를 보면 알 수 있는 바와 같이 본 모델은 마하수가 0.095인 아음속 Ejector이기에 초킹과 충격파를 크게 고려하지 않아도 된다[1]. 즉, 계산 값과 실제 실험값이 차이가 날 이유가 많지 않다. 하지만 이와 유사한 조건의 제품들 중 오차가 크게 발생하는 제품들이 종종 있었다. 그래서 축적된 데이터베이스를 분석하여 찾은 특정 값을 적용한 새로운 설계 방식이 적용가능한지를 확인하고, 설계안의 타당성을 확인하고자 설계 방법에 따른 두 가지 제품을 같은 조건에서 실시하는 두 가지 실험을 하였다.

### 4.3.1 기존 설계방식을 통해 제작한 Hogging Ejector

본 실험을 통해 얻고자 하는 값은 Hogging Ejector의 흡입부의 흡입 압력 즉 흡입부 진공도이며, Motive steam의 압력을 0kPa에서부터 500kPa까지 단계별로 상승시켰으며, 각 Motive steam의 압력에 따라 오리피스스의 파이를 0, 11, 12, 13, 14로 단계별로 조정하여 Vacuum chamber를 통해 공기의 흡입량에 따른 진공이 잘 형성되는지를 주의 깊게 살펴보았다.

Fig.4.3은 Motive steam의 압력과 흡입유량을 단계별로 상승시키며 기존 설계 방식으로 제작한 Hogging Ejector의 흡입부 진공도를 측정한 결과 값이다.

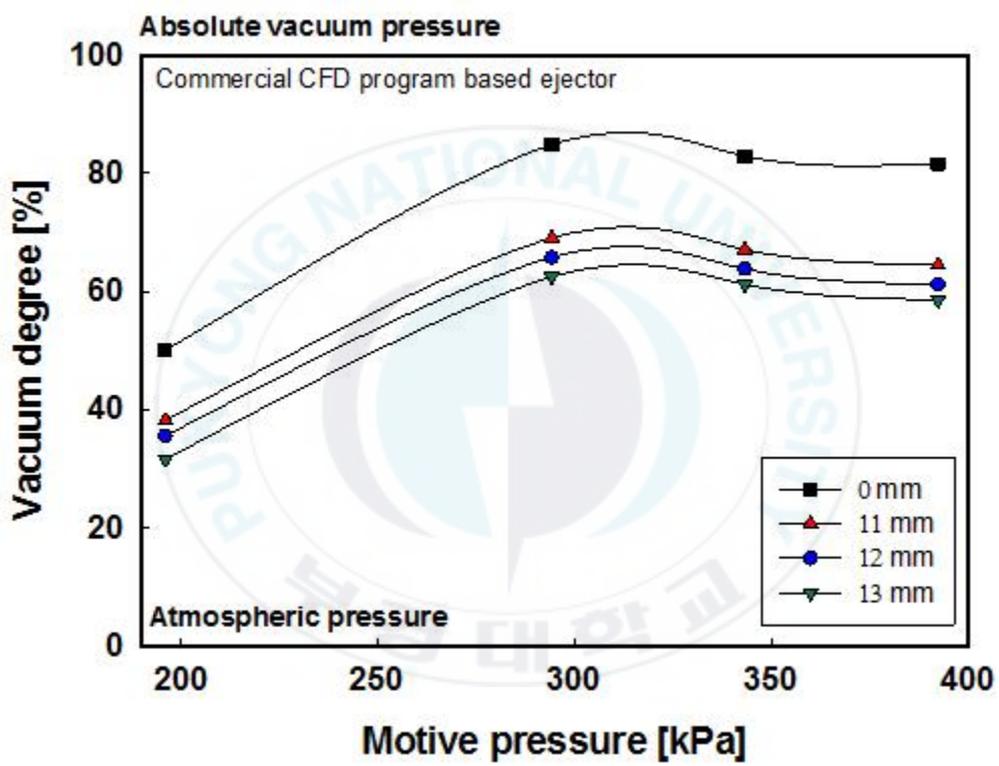


Fig.4.3 Vacuum degree variation designed by original design method

Fig.4.3에는 Motive steam의 압력이 높아짐에 따라 각 유량에서의 진공도를 측정하였다. Motive steam의 압력은 180kPa에서 390kPa까지를 대상으로 실험하였으며, 진공도는 0에서 100%까지 범위로 나타내었다. 설계를 통해 얻고자 하는 값은 오리피스 직경 13mm 크기를 적용하였을 때, Motive steam이 344kPa에서 약 66%의 진공도이다.

실험 결과값을 분석해 보면 Motive 압력이 300kPa까지 상승할 때에는 선형적으로 진공도가 높아졌으며, Motive 압력이 325kPa이 되었을 때 가장 높은 진공도를 가졌다. 또한 Motive 압력이 계속적으로 증가할수록 진공도가 높아지지 않고 목표로 둔 값 부근부터 서서히 진공도가 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 하지만 계속적으로 진공도가 떨어지는 것이 아니라 390kPa까지 어느 정도 유지를 하는 것을 확인해 볼 수 있었다. 즉, Hogging Ejector의 성능이 안나오는 경우 Motive steam의 압력만 높인다 하여 성능이 나오지 않는다는 것을 알 수 있으며, 오차 범위가 일정 범위 내에 있다는 것 또한 알 수 있다. 반면 오리피스를 이용하여 목표한 흡입 유량을 운전환경과 흡사하게 설정한 경우의 진공도를 살펴 보아야한다. 설계한 값에 따르면 흡입측의 진공도가 오리피스 직경 13mm 크기를 적용하였을 때, Motive steam이 344kPa에서 약 66%가 되어야 하나 실험 결과 약 58% 수준에 그치는 것을 알 수 있다. 즉, 설계치 대비 약 13% 정도 성능 기준과 차이가 있었으며, 이 Hogging Ejector는 기준 성능에 부합하지 못하는 제품인 것이다.

#### 4.3.2 새로운 설계방식을 적용하여 제작한 Hogging Ejector

앞서 실험한 기존 설계 방식을 통해 제작한 Hogging Ejector의 경우 약 13%정도 성능에 미치지 못하는 결과를 가졌다. 실제 현업에서 기존 설계 방식으로 제작하는 경우 이와 같이 성능이 나오지 않는 상황이 종종 발생하였다. 분명 이와 같은 경우가 발생하지 않도록 개선이 필요해보였다.

축적된 설계치와 실험 결과 값을 함께 분석한 결과 원인이 노즐에 있음을 확인할 수 있었다. 실제 산업에서 사용되고 있는 노즐의 형상에 따른 적정 계수를 찾아내었다. 실제 본 계수는 압력과 온도 그리고 각 지점에서 의 상태량에 영향을 끼치는 것뿐만 아니라 일정 범위 내에서 확대각 등의 아주 복잡하게 영향을 끼친다. 본 연구를 통해 찾은 계수를 기존 설계 방식에서 본 계수를 적용하는 하우스프로그램을 통해 동일한 운전 조건을 적용하여 Hogging Ejector를 설계 및 제작하여 본 실험을 실시하였다.

노즐 계수를 적용한 새로운 설계 방식으로 제작한 Hogging Ejector의 실험 결과는 Fig. 4.4와 같다.

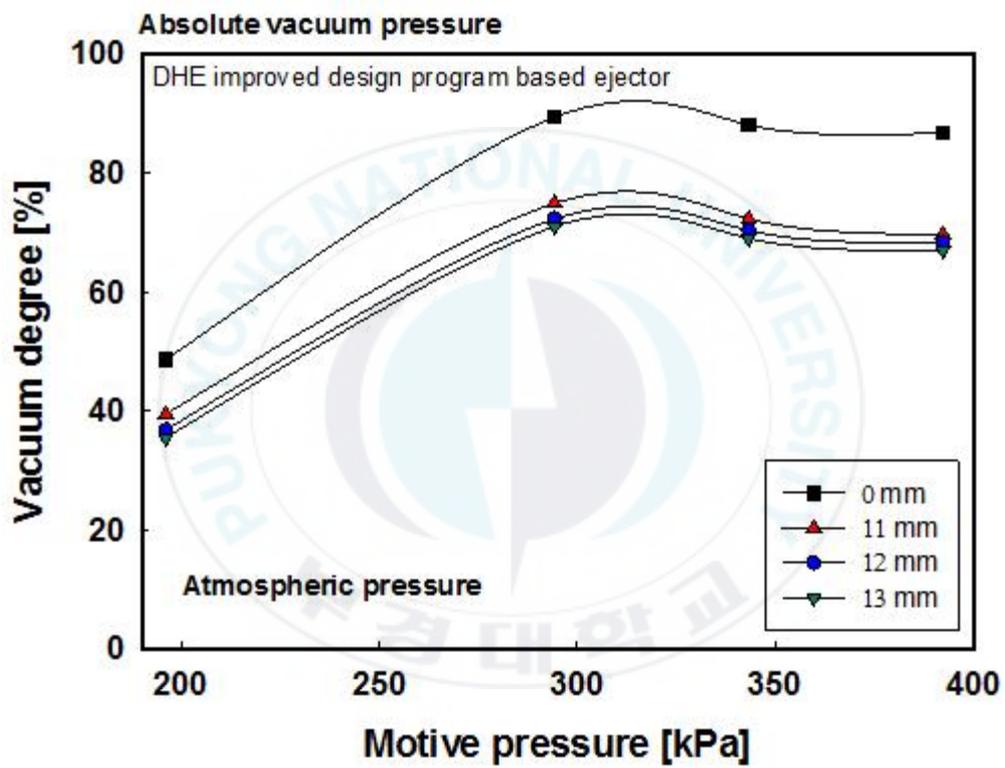


Fig.4.4 Vacuum degree variation designed by new design method

실험 결과 값을 분석해 보면 기존 설계방식과 동일하게 모티브 압력이 300 kPa까지 상승할 때에는 선형적으로 진공도가 높아졌으며, 모티브 압력이 325kPa가 되었을 때 가장 높은 진공도를 가졌다. 또한 모티브 압력이 계속적으로 증가할수록 진공도가 높아지지 않고 목표로 둔 값 부근부터 서서히 진공도가 떨어지는 것을 통해 기존 설계 방식과 유사한 운전특성을 가진 Hogging Ejector임을 확인할 수 있다. 진공도 또한 계속적으로 떨어지는 것이 아니라 390kPa까지 어느 정도 유지를 하는 것을 확인할 수 있었다. 그 외 모든 부분을 종합적으로 분석하였을 때 새로운 설계 방식이 기존 설계방식을 이용하여 제작한 Hogging Ejector의 운전특성을 해치지 않았음을 확인할 수 있다.

가장 중요한 것은 새로운 설계 방식을 적용하여 제작한 Hogging Ejector가 성능 개선이 이루어졌는지 여부이다. 동일한 조건인 오리피스 직경 13mm 크기를 적용하여 동일한 같은 흡입유량의 조건에서 Motive steam이 344kPa에서 약 66%가 되어야 하나 오히려 실험 결과 약 67% 수준으로 설계 목표치보다 성능이 더 잘 나오는 것을 확인할 수 있었다. 즉, 설계치 보다 진공도가 더 높은 Hogging Ejector를 제작할 수 있었다. 이 Hogging Ejector는 성능 기준에 만족하며 설계치 대비 약 2%의 진공도가 높은 제품인 것이다.

### 4.3.3 각각의 설계 방식에 따른 Hogging Ejector의 비교

비교 결과 매우 흥미로운 결과를 확인할 수 있었다. Fig. 4.5가 기존 설계 방식으로 제작한 Hogging Ejector와 새로운 설계 방식으로 제작한 Hogging Ejector를 비교한 내용이다.

기존 설계 방식으로 제작한 Hogging Ejector의 경우 흡입측의 진공도가 오리피스 직경 13mm 크기를 적용하였을 때, Motive steam이 344kPa에서 약 66%가 되어야 하나 실험 결과 약 58% 수준에 그치는 것을 알 수 있다. 즉, 설계치 대비 약 13% 정도 성능 기준에 못 미치는 결과를 가졌다.

반면, 새로운 설계방식으로 제작한 Hogging Ejector의 경우 동일한 조건인 흡입유량의 조건에서 오히려 실험 결과 약 67% 수준으로 설계치 대비 약 2% 정도 진공도가 높은 제품으로 설계한 것이다.

새로운 설계방식을 적용한 Hogging Ejector가 상용프로그램을 이용하여 설계한 제품 대비 약 15%의 오차범위를 줄일 수 있었다. 본 연구에서 한 실험을 기반으로 추가적인 실험을 진행한 결과 대부분 유사한 결과를 확인할 수 있었고, 상용프로그램을 이용한 설계법을 적용하여 제작한 제품 대비 평균 14%의 오차범위를 줄일 수 있었다.

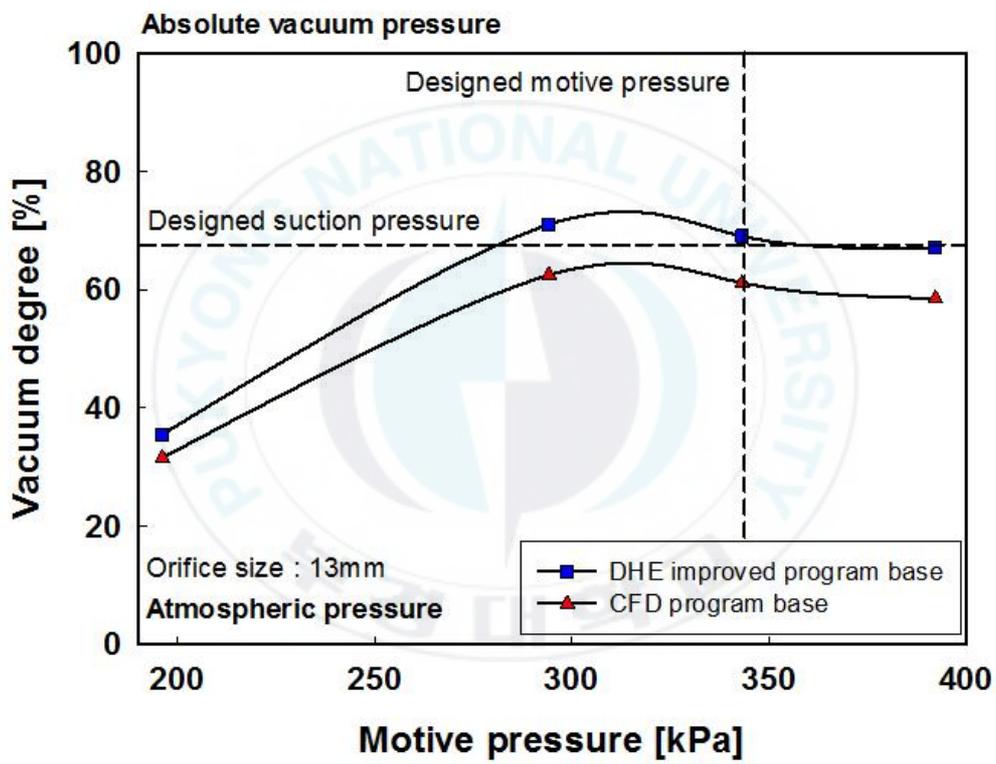


Fig. 4.5 Comparison of vacuum degree at each hogging ejector

## 제 5 장 결 론

본 연구는 기존 설계 방법인 상용프로그램을 이용한 설계 방식으로 설계한 제품 중 성능이 나오지 않는 비정상적인 경우가 종종 발생함을 확인하여 이를 개선하고자 연구를 시작하였다. 상용프로그램을 이용하여 설계 및 제작한 Hogging Ejector의 설계 정확도를 높이기 위해 다양한 제품 및 다양한 환경(작동유체의 압력, 온도, 유량 및 제품의 사이즈 등)을 대상으로 실험을 실시하였으며, 이를 통해 계수와 관련된 요소들을 데이터베이스화하였다. 이를 통해 얻은 축적된 설계치와 실험결과를 분석하여 노즐에서 본 문제가 발생함을 확인하였으며, 이를 집중 연구하여 노즐의 특정 계수 값을 찾을 수 있었다. 이 값을 적용한 하우스프로그램으로 설계한다면 성능개선이 가능할 것이라 추측하였고, 이를 적용한 새로운 설계 방안을 제시하였다. 이를 검증하기 위해 동일한 운전 조건으로 기존 설계 방법으로 제작한 Hogging Ejector와 새로운 설계 방법을 통해 제작한 Hogging Ejector의 성능을 비교 분석하기 위해 실험을 실시하였다.

그 결과 새로운 설계방식을 적용한 Hogging Ejector가 상용프로그램을 이용하여 설계한 제품 대비 약 15%의 오차범위를 줄일 수 있음을 확인하였다. 본 연구에서 한 실험을 기반으로 다양한 작동 조건 및 다양한

Hogging Ejector를 대상으로 추가적인 실험을 진행하였으며, 그 결과 대부분 유사한 결과를 확인할 수 있었다. 또한, 상용프로그램을 이용한 기존 설계 방법으로 제작한 제품 대비 평균 14%의 오차범위를 줄일 수 있음을 확인하였다.

노즐의 특정 계수를 적용한 새로운 Hogging Ejector의 설계 방법이 상용 프로그램을 사용하여 설계한 제품 대비 평균 14%의 오차범위를 줄일 수 있었던 결론을 통해 노즐의 계수를 적용한 새로운 설계안의 타당성을 확인할 수 있었다.



## 참 고 문 헌

- [1] B. K. Choi, 2001, "A study on the flow characteristics of Ejector" Doctoral dissertation, Pusan National University.
- [2] Y. K. Kim, 2012, "A numerical experimental study on hydrodynamic characteristics of gas/liquid ejector system" Doctoral dissertation, Pusan National University.
- [3] D. Y. Lee, 2012, "Design and performance validation of horizontal ejector system for gas-liquide mixing", dissertation of master, Pusan National University.
- [4] J.I. Yoon, S.H. Seol, C.H. Son, S.H. Jung, Y.B. Kim, H.S. Lee, H.J. Kim and J.H. Moon, 2017, "Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a", Renewable Energy, Vol. 105.
- [5] X. Li, Q. Zhang and X. Li, 2013, "A Kalina cycle with ejector", Energy. Vol. 54.
- [6] X. Li, C. Zhao and X. Hu, 2012, "Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Ejector", Energy, Vol. 42.
- [7] N. Lawrence, 2012, "Analytical and experimental investigation of two-phase ejector cycles using low-pressure refrigerants", Thesis for the degree of master of science in mechanical engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- [8] Frank. M. White, 2012, "Fluid Mechanics", Education book published by McGraw-Hill Korea.

## 감사의 글

부경대학교 냉동공조공학 석사 학위 논문을 제출하고 졸업을 하기까지 크고 작은 어려움이 있었지만 윤정인 교수님의 따뜻한 말씀 한마디 한마디가 저에게 큰 힘이 되어 잘 견뎌낼 수 있었고, 열정적인 가르침으로부터 습득한 지식으로 학위 논문을 작성하여 등재할 수 있었습니다. 윤정인 교수님께 감사의 말씀을 올립니다. 그리고 매 수업시간마다 열정적으로 가르쳐 주시고 주말마다 고생이 많다며 격려를 아끼지 않으셨던 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님 그리고 손창효 교수님 진심으로 감사드립니다.

그리고 바쁘신 와중에 틈틈이 도움이 될만한 자료들이니 참고해 보라며 건네 주셨던 최보규 박사님께 감사의 말씀을 전합니다. 또한 장치에 대해 설명해 주시고 자료수집에 도움을 주셨던 김창수 팀장님과 구병수 책임님께 감사의 말씀 전합니다.

또한, 이만큼 따뜻한 연구실은 없는 것 같습니다. ANSYS 연구실의 설성훈, 김청래 석사님 외 관계자분들께 감사의 말씀 전하며, 학과 사무실에 개설 때부터 늘 포근한 미소로 대해 주셨던 백승문 박사님께 감사드립니다.

마지막으로 저의 영웅인 어머니께 감사의 말씀을 전해 드립니다. 누나와 어머니 덕분에 잘 졸업할 수 있었습니다.

감사합니다.