

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.5.297>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5324(Online)

## 서지 발현과 성능 예측을 위한 원심압축기 동적 거동 모델

정문청\* · 한재영\* · 유상석\*†

\* 충남대학교 기계공학과

### Dynamic Model of Centrifugal Compressor for Prediction of Surge Evolution and Performance Variations

Mooncheong Jung\*, Jaeyoung Han\*† and Sangseok Yu\*\*

\* Department of Mechanical Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

(Received December 15, 2015 ; Revised February 11, 2016 ; Accepted February 15, 2016)

**Key Words:** Supercharger(슈퍼차저), Surge Phenomenon(서지현상), Centrifugal Compressor(원심압축기), Surge Control(서지 제어)

**초록:** 통상 제어기 설계용으로 개발되는 차량용 수퍼 차저의 동적 거동 모델은 경험식에 의존한 압축기 맵을 활용하고 있어, 실제 서지 현상의 발생에 따른 시스템의 영향과 거동특성을 모사하는데 한계가 있다. 본 연구에서는 수퍼 차저의 운전 동특성을 모사할 수 있는 해석기반 압축기 모델을 개발하고 운전 변동성에 따른 압축기의 운전 추이를 모사하고자 한다. 모델 개발은 SIMULINK® 환경에서 진행하고, 기준 동특성 모델은 Greitzer의 압축기 모델을 적용하였다. 해석 결과는 실험 결과와 비교 검증을 통해 모델의 타당성을 확인하였으며 운전 특성 변화에 따른 압축기 성능 및 서지 발생 가능성에 대해 확인 하였다.

**Abstract:** When a control algorithm is developed to protect automotive compressor surges, the simulation model typically selects an empirically determined look-up table. However, it is difficult for a control oriented empirical model to show surge characteristics of the super charger. In this study, a dynamic supercharger model is developed to predict the performance of a centrifugal compressor under dynamic load follow-up. The model is developed using Simulink® environment, and is composed of a compressor, throttle body, valves, and chamber. Greitzer's compressor model is used, and the geometric parameters are achieved by the actual supercharger. The simulation model is validated with experimental data. It is shown that compressor surge is effectively predicted by this dynamic compressor model under various operating conditions.

- 기호설명 -

$A$  : 면적  
 $a$  : 음속  
 $p$  : 압력  
 $V$  : 부피  
 $\omega$  : 로터 스피드  
 $m$  : 질량 유량  
 $l$  : 덕트 길이

$\tau$  : 토크  
 $C$  : 절대 속도  
 $U$  : 접선 속도  
 $h$  : 엔탈피  
 $L$  : 길이

### 1. 서론

차량용 공기 압축기는 통상 원심형 압축기를 사용하며 배기 가스를 활용하거나 또는 벨트 구동을 하는지에 따라 전자는 터보 차저라 불리고,

† Corresponding Author, sangseok@cnu.ac.kr  
© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

후자는 수퍼 차저로 알려져 있다. 원심형 압축기는 차량의 구동 조건에서 소음과 맥동을 유발하는 서지가 발생할 수 있다. 기존 산업용 압축기에서는 서지를 회피하기 위해 Inlet Guide Vain (IGV)을 적용하고 안전 운전 구간에서 운전만 하도록 제어를 하고 있지만 운전 영역과 변동성이 더 큰 차량용 원심압축기에서는 현상에 대한 보다 정확한 이해가 필요하다.

압축기의 서지현상을 연구하기 위해 Gravidahl<sup>(1)</sup> 등은 원심 압축기 모델을 개발하여 실험 결과와 비교 분석하였고 Hansen 등<sup>(2)</sup>은 소형 원심 압축기의 딥 서지 실험 결과를 모델과 비교하였으며 유량이 역류할 때의 정상 특성을 연구하였다. Dehner 등<sup>(3)</sup>은 Fink 등<sup>(4)</sup>이 개발한 원심 압축기 모델을 바탕으로 서지 영역에서의 동특성을 확인할 수 있는 모델을 개발하고 그 결과를 비교 검증 하였다. Gravidahl 등<sup>(5)</sup>은 기존 원심 압축기의 시스템 모델을 바탕으로 서지 제어 기법을 연구 하였다. 원심 압축기의 동적 특성은 압축기 자체의 운전과도 관련이 있지만 압축기 출력단의 플레넘과 실제 사용 측인 플레넘 출력단에서의 특성도 매우 중요하다. 하지만 대부분의 연구는 아직 압축기 자체에서의 서지 현상에 주로 관심이 있다.<sup>(6)</sup> 또한 압축기 제어를 위한 기존의 모델은 경험식에 의존한 압축기 Look-up 테이블 형식을 이용하고 있어 실제 압축기 서지 발현을 모사하기에는 한계가 있다.

본 연구에서는 외부 입력 외란에 응답할 수 있는 압축기 동특성 모델을 개발하고자 한다. 또한 압축기 사용 측의 유량과 압력 변화에 따른 압축기 거동을 예측할 수 있도록 밸브 상세 모델을 개발하고 이를 압축기 본체 모델과 통합하고자 한다. 모델 개발은 Simulink<sup>®</sup> 환경에서 진행하고 수퍼차저 과급기(GTS4015HP<sup>®</sup>)의 성능 실험 결과와 비교를 통해 모델의 정확도를 검증하고자 한다.

## 2. 동특성 모델

압축기 시스템은 크게 모터(구동부)와 압축기로 구성된다. 공기 압축기 부는 다시 압축기 덕트, 플레넘, 스로틀 밸브로 구성되게 되는데, Fig. 1은 전체 압축기 시스템을 도시하였다. 압축기 구동은 모터 구동부의 입력 회전수와 압축기 출력단의 스로틀 밸브 개도(% $A_t$ )를 제어하는 방식으로 출구 유량을 조절하도록 하였다. 압

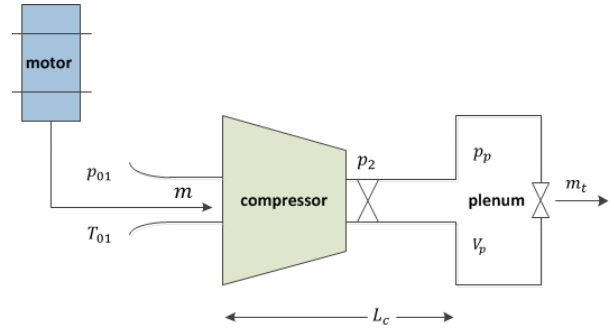


Fig. 1 Simplified schematic of compressor system model

축기 출구단을 통해 나가는 공기는 출구 플레넘 및 밸브 유체 유동 등을 고려해 다음과 같이 표현할 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$\dot{p}_p = \frac{a^2}{V_p} (m - m_t) \quad (1)$$

$$\dot{m} = \frac{A}{L_c} (p_2 - p_p) \quad (2)$$

$$\dot{\omega} = \frac{\tau_m - \tau_c}{J} \quad (3)$$

여기서  $m$ 은 압축기의 질량 유량,  $m_t$ 는 스로틀 밸브에서의 질량 유량,  $p_2$ 는 압축기 후단의 압력,  $A$ 는 임펠러의 면적,  $J$ 는 모터의 관성모멘트,  $\tau_m$ 는 모터의 토크,  $L_c$ 는 압축기 덕트의 길이,  $V_p$ 는 플레넘의 부피,  $\tau_c$ 는 압축기의 토크이다. 모델은 플레넘에서의 질량 방정식과 출력단의 1차원 Euler 방정식, 축의 토크 방정식을 통해 유도된다.<sup>(9)</sup> 플레넘 압력  $p_p$ 에 관한 방정식은 등 엔트로피 과정을 가정하여 플레넘의 질량 유량과의 관계식으로 유도하였다.

### 2.1 스로틀 밸브

스로틀 밸브에서의 질량유량  $m_t$ 를 구하기 위해 다음과 같은 식을 이용하여 계산하였으며, 식 (4)는 정상 상태 유동일 때의 질량유량, 식 (5)는 초크 현상 시 질량유량이다.

$$m_t = \frac{C_D A_t p_2}{\sqrt{RT_1}} \left( \frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \left[ \frac{2\kappa}{\kappa-1} \left\{ 1 - \left( \frac{p_0}{p_2} \right) \right\}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad (4)$$

for  $\frac{p_0}{p_2} > \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

$$m_t = \frac{C_D A_T p_2}{\sqrt{RT_1}} \kappa^{\frac{1}{2}} \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \quad (5)$$

for  $\frac{p_0}{p_2} < \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$

### 2.2 압축기 및 모터 토크

터보기계에서 토크의 계산은 유체의 각 운동량과 같다.  $\tau_c$ 은 압축기의 토크로 임펠러와 인듀서에서의 유체 접선성분에 의해 다음과 같이 정의되어진다.<sup>(1)</sup>

$$\tau_c = m(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \quad (6)$$

본 연구에서는 예선회가 없다는 가정하에  $C_{\theta 1}$ 을 소거하였다. 따라서 압축기 토크  $\tau_c$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(1)</sup> 여기서  $\sigma$ 는 유체의 미끄럼 계수이다.

$$\tau_c = mr_2 C_{\theta 2} = mr_2 \sigma U_2 \quad (7)$$

압축기가 딥 서지영역으로 들어가면 질량 유량이 역류하게 되며 역류에 따른 역토크가 발생되게 되며 이는 다음과 같이 표현된다.<sup>(1)</sup>

$$\tau_c^- = m(r_1 C_{\theta 1} - r_2 C_{\theta 2}) = -mr_2 \sigma U_2 \quad (8)$$

따라서 압축기 토크의 계산은 식 (7)와 (8)을 이용하여 다음과 같이 표현된다.<sup>(1)</sup>

$$\tau_c = |m|r_2 \sigma U_2 \quad (9)$$

임펠러의 유체 속도  $C_2$ 의 접선성분  $C_{\theta 2}$ 와 유체의 동력 전달은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{W}_c &= \omega \tau_c = \omega m r_2 C_{\theta 2} \\ &= m(U_2 C_{\theta 2}) = m \Delta h_{0c,ideal} \end{aligned} \quad (10)$$

#### 2.2.1 에너지손실

식 (10)에서의 이상 엔탈피  $\Delta h_{0c,ideal}$ 는 질량 유량  $m$ 과 관련해 독립적인 요소이다. 에너지 전달은 모든 유량에 대해 일정한 값을 가지지만 손실 값을 고려하면 이는 일정하지 않다. 이를 위해 크게 두 가지 주요 손실을 고려하였다. 먼저 임펠러와 디퓨저의 입사 손실인  $\Delta h_{fi}, \Delta h_{fd}$ 와 임펠

러와 디퓨저의 마찰 손실인  $\Delta h_{fi}, \Delta h_{fd}$ 을 고려하였다. 입사 손실과 유체 마찰 손실은 압축기의 안정된 동작 영역과 압축기 특성을 결정하는데 중요한 역할을 한다. 이외 역류 손실, 간격 손실, 볼류트 손실 등은 압축기의 효율을 계산하는데 이용하였다. 실제로 입구 케이싱 손실, 혼합 손실, 누설 손실 등이 존재하지만 본 연구에서는 이 손실 값을 무시하였다. 인듀서로 들어오는 유체의 속도는  $W_1$ 이고, 블레이드의 고정 각도는  $\beta_{b1}$ , 유체의 방향은  $\beta_1$ 이다. 따라서 유체의 입사각은  $\beta_i = \beta_{b1} - \beta_1$ 이다. 유체가 인듀서로 들어갈 때 그 속도는 순간적으로 블레이드 입구 고정 각도  $\beta_{b1}$ 에 따라 변화한다. 방향이  $\beta_1$ 에서  $\beta_{b1}$ 로 변함에 따라 접선 속도 성분  $W_{\theta 1}$ 과 연관된 운동 에너지가 손실된다. 따라서 임펠러에서의 입사각 손실은 다음과 같이 표현할 수 있다.<sup>(2)</sup>

$$\Delta h_{ii} = \frac{W_{\theta 1}^2}{2} = \frac{1}{2} \left( U_1 - \frac{\cot \beta_{b1} m}{\rho A} \right)^2 \quad (11)$$

베인 디퓨저에서의 입사각 손실 또한 유사하게 모델링 되었다. 디퓨저에 들어가는 유체의 속도는 순간적으로 디퓨저 입구 각도  $\alpha_{2b}$ 에 따라 변화한다. 방향이  $\alpha_2$ 에서  $\alpha_{2b}$ 로 변함에 따라 접선 속도 성분과 연관된 운동 에너지가 손실된다. 따라서 디퓨저에서의 입사각 손실은 다음과 같다.<sup>(2)</sup>

$$\Delta h_{id} = \frac{C_{3i}^2}{2} = \frac{1}{2} (\sigma U_2 - \cot \alpha_{2b} C_{a3})^2 \quad (12)$$

임펠러와 디퓨저에서의 유체 마찰 손실은 마찰 계수를 이용하여 다음과 같이 계산되어진다.<sup>(2)</sup>

$$\Delta h_{fi} = f_i \frac{l_i}{D_i} \frac{W_{1b}^2}{2} \quad (13)$$

$$\Delta h_{fd} = \frac{C_h l}{2 D_i \rho^2 A^2 \sin^2 \beta_{1b}} m^2 \quad (14)$$

여기서  $f_i$ 는 임펠러의 마찰 계수,  $l_i$ 는 임펠러의 평균 길이,  $D_i$ 는 임펠러의 평균 지름이다.

#### 2.2.2 효율

압축기의 엔트로피 효율은 손실을 고려하지 않

은 엔탈피와 엔탈피 손실 값을 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta\eta = \frac{\Delta h_{0c,ideal}}{\Delta h_{0c,ideal} + \Delta h_{loss}} \quad (15)$$

여기서 에너지 손실은 임펠러와 디퓨저에서의 입사각 손실과 유체 마찰 손실을 더한 값으로 다음과 같다.

$$\Delta h_{loss} = \Delta h_{if} + \Delta h_{ii} + \Delta h_{df} + \Delta h_{di} \quad (16)$$

효율의 보다 정확한 계산을 위해 역류 손실, 간격 손실, 볼류트 손실등을 고려하면 효율은 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta\eta = \frac{\Delta h_{0c,ideal}}{\Delta h_{0c,ideal} + \Delta h_{loss} - \Delta\eta_{bf} - \Delta\eta_v - \Delta\eta_c - \Delta\eta_d} \quad (17)$$

압축기의 간격 손실인  $\Delta\eta_c$ 은 약  $\Delta\eta_c = 0.3(\frac{l_{cl}}{b})$  이고<sup>(7)</sup> 여기서  $l_{cl}$ 는 압축기 축 사이의 간격 길이,  $b$ 는 임펠러 팁의 넓이다. 역류 손실을  $\Delta\eta_{bf} = 0.03$ 이며 볼류트 손실은  $0.03 \leq \Delta\eta_v \leq 0.05$ 로 계산되었다.<sup>(7)</sup>

### 2.2.3 압력비

압력 증가는 압축기 입구의 정체 압력  $p_1$ 과 출구의 정체 압력  $p_2$ 의 압력 변화로 정의한다. 압축기에서의 압력 증가는 등엔트로피 과정이 아닌 입사각 손실  $\Delta h_i$ 와 유체 마찰 손실  $\Delta h_f$ 가 더해지게 된다. 첫 번째로 등엔트로피 과정이 진행된 후 등압 과정이 추가 진행되어 최종 압력  $p_2$ 와 엔탈피  $h_2$ 를 얻는다. 따라서 최종 엔탈피는 다음과 같이 계산되어진다.<sup>(1)</sup>

$$\begin{aligned} \Delta h_2 &= \Delta h_{2s} + \int_{2s}^2 T ds \\ &= \Delta h_{2s} + \Delta h_{ii} + \Delta h_{id} + \Delta h_{fi} + \Delta h_{fd} \end{aligned} \quad (18)$$

여기서  $\Delta h_i$ 와  $\Delta h_f$ 는 입사각 손실과 유체 마찰 손실이며  $\Delta h_{2s}$ 는 덕트에서 유체에 연관되는 정체 엔탈피의 변화값이다. 압력비는 온도비의 등엔트

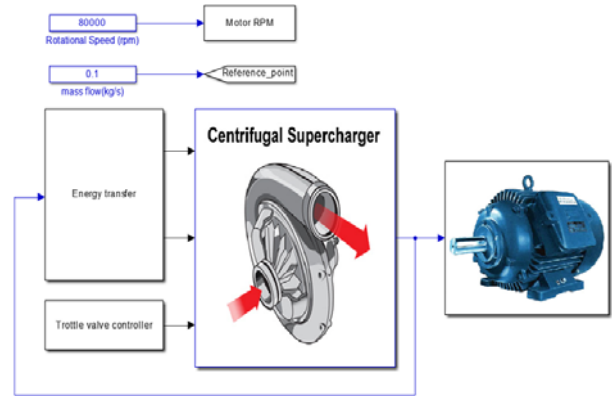


Fig. 2 Compressor model in simulink<sup>®</sup>

로피 과정에 따라

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (19)$$

이며 여기서  $\frac{T_2}{T_1}$ 는 다음과 같이 표현할 수 있으며 최종 압력비는 다음과 같다.<sup>(1)</sup>

$$\begin{aligned} \frac{T_2}{T_1} &= \frac{h_{2s}}{h_1} = \frac{h_1 + \Delta h_{2s}}{h_1} = 1 + \frac{\Delta h_{2s}}{h_1} \\ &= 1 + \frac{\Delta h_{0c,ideal}}{c_p T_1} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\psi = \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{\Delta h_{0c,ideal}}{c_p T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (21)$$

따라서 압축기의 질량유량은 식 (2)에서 앞서 유도한 압축기 후단의 압력  $P_2$ 와 플래넘 압력  $P_p$ 를 대입하여 최종 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$\dot{m} = \frac{A}{L_c} \left( \left(1 + \frac{\Delta h_{0c,ideal}}{c_p T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_1 - p_p \right) \quad (22)$$

이상의 지배방정식을 이용하여 simulink<sup>®</sup> 환경 하에서 모델을 개발하였다. 모델은 Fig. 2와 같고, 각각 압축기 본체, 모터, 그리고 플래넘과 밸브 등으로 구성되어 있다.

## 3. 해석 결과

### 3.1 해석 모델 검증

본 연구에서는 개발 모델의 각 운전 점에서 모

**Table 1** Geometric parameters of centrifugal compressor

Part	Parameter	Value	Unit
Impeller	Number of blades, Z	6	-
	Inlet diam. at casing	0.0450	m
	Inlet diam. at hub	0.0165	m
	Exit diameter	0.071	m
	Blade inlet angle	60	deg
System	Plenum volume	0.0003	$m^3$
	Duct area	0.001074	$m^2$
	Duct length	0.2	m

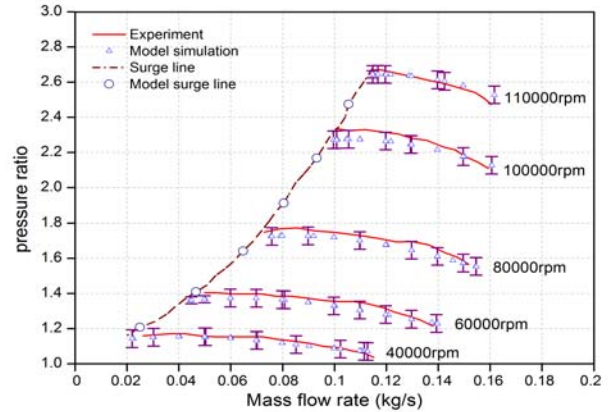
델의 타당성을 확인할 수 있도록 Garret사에서 제공하는 압축기 성능곡선<sup>(12)</sup>과 모델 결과의 이탈도를 비교하였다. 시뮬레이션 모델 파라미터는 Table 1을 적용하였고, 원심압축기 운전 모델에서는 압축기 속도를 고정 시킨 상태에서 출구 플레넘의 밸브를 수동 조절하여 출구 압력을 추출하였으며 결과를 성능 곡선에 기입하였다. 추출된 데이터와 Garret사의 압축기 성능 곡선은 Fig. 3과 같다. 모델 검증 비교에서는 압축기 회전수를 40,000~110,000 rpm까지 6개로 선정하고, 해석 결과와 실험 성능 곡선에 대해 비교 하였다. 비교 결과, 오차 범위 4% 이내에서 실측 결과와 일치하는 것을 볼 수 있으며 최대 이탈 오차는 100,000 rpm 검증 비교에서 4%의 오차였고 최소 이탈 오차는 40,000 rpm 검증 결과에서 1%의 오차를 보였다.

즉 압축기의 출구 압력 거동은 선택된 회전수를 기준으로 40000 rpm과 110000 rpm에서는 실측 결과와 잘 일치하고 중간 영역에서는 오차가 증가하는 것을 볼 수 있다.

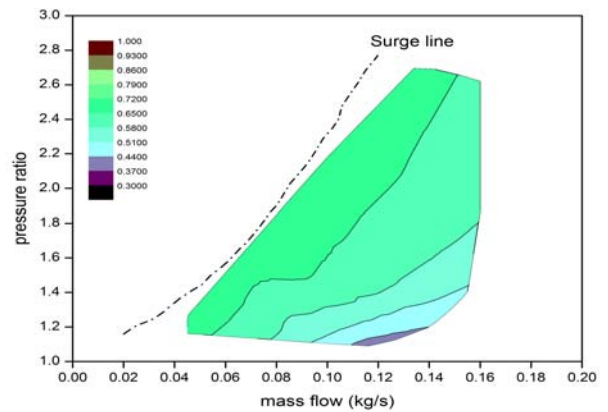
또한 모델 특성 중 중요한 특성인 서지 현상의 발현이 실험결과와 동일 지점에서 발생하는지도 확인하였다. 모델에서는 서지 구간을 벗어나게 되면 압축기 운전 압력이 공진하는 현상을 보여 주게 되며 최소 압력 공진이 발생하는 지점을 서지로 판단하였다. Fig. 3에는 모델에서 예측하는 서지 결과(원형 마커, O)와 실험적으로 제시하는 서지 선도를 보여주고 있으며, 실험적으로 제시된 서지 구간을 따라 모델 결과도 서지가 발생하는 것으로 보여 주고 있다.

3.2 원심 압축기 정적 운전

원심 압축기의 정적 특성을 확인하기 위해, 축



**Fig. 3** Model validation with experiment



**Fig. 4** Efficiency contour in range of operating regime ( $T_{in}=293.15K$ ,  $P_{in}=101325pa$ )

회전수를 고정하고 출구의 유량을 변화시켜 가면서 출구의 압력을 확인하였다. 출구 압력에 따른 효율 특성과 압축기 압력-유량 상관 관계를 Fig. 4에 표시하였다. 그림에서 효율 등고선은 서지 발생 영역 전단까지만 표시하였다.

압축기 최고 효율은 서지 영역과 근소한 차이를 두고 바로 근처에 형성되는 것을 알 수 있다. 또, 초킹이 발생하는 영역에서는 압축기 효율이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있으며 저압 고유량에서 효율이 현저히 감소하는 것을 볼 수 있다.

상기와 같은 압축기의 경우에는 운전점을 서지 영역 근방을 추종하도록 설정하는 것이 효율 측면에서 유리하지만 이 경우 출구 압력 변동에 따른 서지 발생이 실제 어떤 방향으로 진행될지 확실시 되지 않기 때문에 전 구간에 대해 압축기 운전을 연속적으로 관리해야 원하는 최적 효율을 달성하면서 서지 억제가 가능할 것으로 판단된다.

압축기의 효율이 출구압과 유량에 따라 연속적

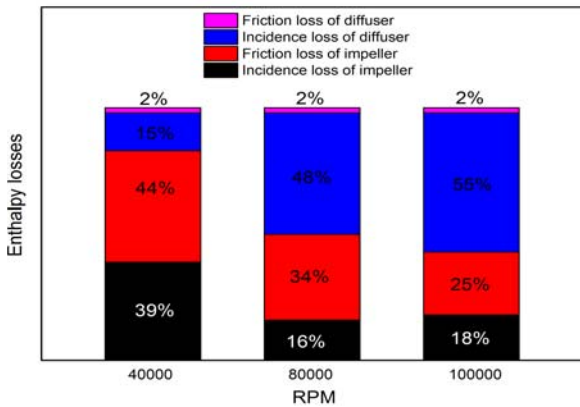


Fig. 5 Analysis of enthalpy losses in selected rotational speeds

으로 변화하지만 이들 변화에 대해서 압축기 각 부에서 발생하는 손실들은 각각 다른 경향을 보인다. Fig. 5는 압축기 운전 조건 변경에 따른 손실 특성을 확인하기 위해 최저 운전 구간인 40,000rpm, 중부하 구간인 80,000 rpm, 그리고 고부하 구간인 100,000rpm 각각에 대해 최고 효율 점을 확인한 후 그 운전점에 대한 압축기 각 부분의 손실을 도식한 결과이다. 고속 운전(고부하)에서는 입사각 손실이 임펠러보다는 디퓨저에서의 크게 나타나지만, 저속에서는 디퓨저보다는 임펠러부분에서 커지는 것을 알 수 있다. 마찰 손실의 경우 디퓨저의 마찰손실은 전체적으로 회전수에 크게 영향을 받지 않지만, 임펠러의 경우 마찰 손실도 회전수에 따라 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다.

3.3 압축기 서지 예측 특성

기존의 동적 압축기 모델들은 제어 시스템 관점에서 개발되는 경우가 많았기 때문에 시뮬레이션이 서지 운전 영역으로 진입했음에도 불구하고, 서지 발현이 어려운 경우가 대부분이다. 본 연구에서는 압축기 운전에 따른 서지 발생 특성을 모델에 의해 구현할 수 있도록 하였으며, Fig. 6은 압축기 회전속도 증가 시 서지 구간에서 압력 비 특성을 보여주고 있다. 해석에서는 압축기 회전수를 40,000 rpm, 60,000 rpm, 80,000 rpm, 100,000 rpm으로 선정하고 정상상태 운전을 먼저 진행하다가 6초에 스로틀 밸브의 개구도를 조절하여 서지를 인위적으로 발생시켰다. 또한 서지 현상의 이해도를 높이기 위해 Greitzer가 제시한 B값을 계산하여 표기하였다.<sup>(9)</sup> 각 영역에서의 압

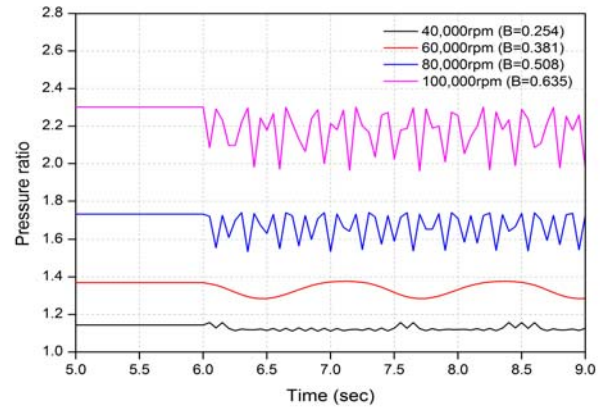


Fig. 6 Pressure changes in the surge area

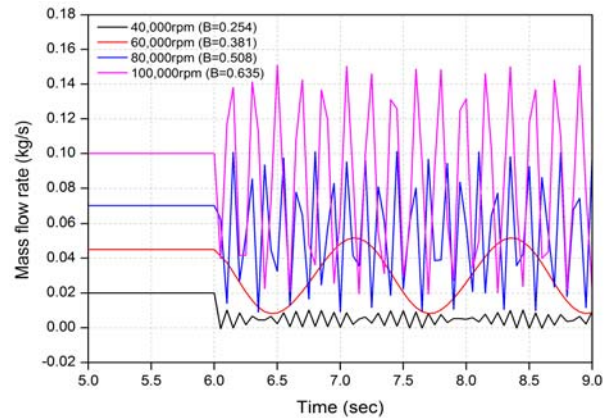
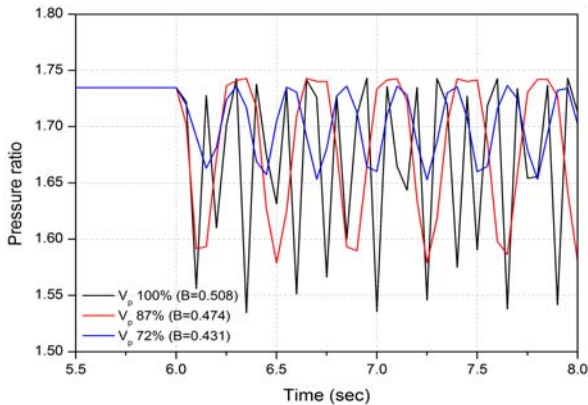


Fig. 7 Mass flow rate changes in the surge area

력 비를 관찰한 결과 출구 압력이 모든 경우에 대해 급격하게 변화하는 것을 확인하였으며 압력은 평균 압력(운전압력)을 기준으로 상하 진동하는 것이 아니고 주로 운전압력까지 상승하다가 다시 하강하는 형태로 변화하는 것을 볼 수 있었다. 그리고 회전수가 증가함에 따라 서지 발생 시 압력 비 진동 폭이 평균 0.05(40,000rpm)에서 평균 0.3(100,000rpm)으로 증가하고 있으며 압력 비가 커질수록 진폭이 커지는 경향을 보인다.

Fig. 7에는 동일 회전수에 대해 압력 변동시 질량 유량의 변화를 보여주고 있다. 질량 유량의 경우, 서지 발현과 함께 압력비와 연동하여 진동하는 것을 관측할 수 있다. 절대 유량이 압력비 변동에 따라 같이 진동하는 양상을 보이며 압력비의 경우와 같이 저속에서는 진폭이 작고 고속으로 가면서 진폭이 커지는 경향을 보이고 있다.

동일 회전수에 대해 압력 변동시 질량 유량의 변화를 보여주고 있다. 질량 유량의 경우, 서지 발현과 함께 압력비와 연동하여 진동하는 것을



**Fig. 8** Surge amplitude changes by changing plenum volume at 80,000rpm

관측할 수 있다. 절대 유량이 압력비 변동에 따라 같이 진동하는 양상을 보이며 압력비의 경우와 같이 저속에서는 진폭이 작고 고속으로 가면서 진폭이 커지는 경향을 보이고 있다.

서지 발생의 직접적 상관관계를 얻기 위해 진동의 진폭이 어떤 상대적인 영향을 받는지를 확인하였다. 서지 발현 파라미터 중 임펠러와 디퓨저의 경우에는 서지 억제 설계를 수행했을 것으로 가정하고 본 연구에서는 플레넘 체적  $V_p$ , 덕트 길이  $L_c$ 의 변화에 따라 서지의 진폭을 확인하였다. Fig. 8은 플레넘 체적 변화에 따른 서지 진폭 변화를 보여주고 있다. 기준 모델의 플레넘 체적인  $0.00037m^3$ 을 기준으로 동일 회전수에 대해 플레넘 체적을 감소시키는 방법으로 3가지 체적을 선정하고 각 체적에서 동일 운전 조건으로 작동 될 때 서지 크기를 비교하여 본 결과, 플레넘 체적이 클수록 서지 증폭도 비례함을 알 수 있다. 결과적으로, 서지 발현의 가능성을 낮추기 위해 압축기 출구단 전체 플레넘의 제어가 중요한 인자라는 것을 알 수 있었다. 각 변수 변화에 대해 서지 진폭은 플레넘 체적 변화에만 민감하게 반응하며 길이 변화에 대해서는 영향이 작았으나 실제 물리적으로는 파이프 길이의 증가가 플레넘의 총 체적과 관련이 있기 때문에 이 부분에 대해서는 추가 고찰이 필요하다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 원심압축기의 동특성 모델을 개발하고 운전인자의 변화에 따른 압축기의 운전 특성과 서지 발생 현상에 대해 분석하였다.

(1) 개발한 모델의 시뮬레이션 결과를 통해 압축기의 출구 압력과 유량을 최대 이탈 오차 5% 이내에서 정확히 예측하고 서지 현상을 구현할 수 있는 모델을 개발하였다.

(2) 질량 유량과 압력비의 위치에 따른 압축기 효율이 서지 발생점 근처에서 가장 높은 것을 확인하였고 효율에 영향을 미치는 입사각 손실과 마찰 손실은 회전 속도가 커질수록 그 크기 또한 커지며 고회전 속도에서는 디퓨저의 입사각 손실이 효율에 가장 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있었다.

(3) 서지 현상이 발생하는 모델을 구현하여, 서지 영역에서 압축기 운전 특징을 확인한 결과 고회전 속도에서 서지가 발생할수록 압력비와 질량 유량의 진동의 진폭이 커지는 것을 확인하였다.

(4) 압축기 자체가 서지 억제 설계가 된 경우라도, 플레넘 체적에 의해 서지 발생이 변화한다는 것을 알게되었다. 즉, 플레넘 체적이 커질수록 서지의 진폭이 증가하기 때문에, 적절한 플레넘을 확보하는 것이 서지 억제에 중요한 역할을 한다는 것을 알 수 있다.

#### 후 기

본 논문은 일반연구자 지원사업의 (No.NRF-2014R1A1A205369)와 한국연구재단의 지역 혁신 인력 양성 사업(No.201206A0106312010100) 지원을 받아 수행된 것임.

#### 참고문헌 (References)

- (1) Gravdahl, J. T., Willems, F., Jager B. and Egeland, O., 2000, "Modeling for Surge Control of Centrifugal Compressors: Comparison with Experiment," *Int. J. Decision and Control*, Vol. 2, pp. 1341~1346.
- (2) Hansen K. E. and Larsen, P. S., 1981, "Experimental and Theoretical Study of Surge in a Small Centrifugal Compressor," *Int. J. Fluids Eng*, Vol. 103, pp. 391~394.
- (3) Dehner, R., Selamet, A., Keller, P. and Becker, M., 2010, "Simulation of Mild Surge in a Turbocharger Compression System," *Int. J. Engines*, Vol. 119, pp. 197~212.
- (4) Fink, D. A., Cumpsty N. A. and Greitzer, E. M.,

- 1992, "Surge Dynamics in a Free-spool Centrifugal Compressor System," *Int. J. Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 321~332.
- (5) Gravdahl, J. T. and Egeland, O., 1999, "Centrifugal Compressor Surge and Speed Control," *Control Systems Technology, IEEE*, Vol. 7, pp. 567~579.
- (6) Choi, J. H., 2008, "A Study on Centrifugal Compressor Design Optimization for Increasing Surge Margin," *Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 11, pp. 38~45.
- (7) Gravdahl, J. T. and Egeland, O., 1997, "A Moore-Greitzer Axial Compressor Model with Spool Dynamics," *Int. J. Decision and Control*, Vol. 5, pp. 190~198.
- (8) Pampreen, R. C., 1973, "Small Turbomachinery Compressor and Fan Aerodynamics," *Int. J. Eng. Power*, Vol. 3, pp. 251~256.
- (9) Greitzer, E. M., 1976, "Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model," *Int. J. Engineering for Power*, Vol. 98, pp. 190~198.
- (10) Gravdahl, J. T. and Egeland, O., 1997, "A Moore-Greitzer Axial Compressor Model with Spool Dynamics," *Int. J. Decision and Control*, Vol. 5, pp. 190~198.
- (11) Gravdahl, J. T. and Egeland, O., 1997, "A Moore-Greitzer Axial Compressor Model with Spool Dynamics," *Int. J. Decision and Control*, Vol. 5, pp. 190~198.
- (12) HKS, GTS4015HP Compressor Map, [http://www.hks-power.co.jp/product/supercharger/universal\\_kit/specs.html](http://www.hks-power.co.jp/product/supercharger/universal_kit/specs.html).