

CFD를 이용한 왕복동압축기 성능해석

박원상* · 허남건**

Performance Analysis of a Reciprocating Compressor using a CFD

W.S. Park*, N. Hur**

Key Words: Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Effective Flow Area(유효유동면적), Effective Force Area(유효 힘면적), Performance Analysis(성능해석), FEM(유한요소법), CFD(전산유체공학)

ABSTRACT

This paper presents numerical method of investigating flow characteristics of reed valves of reciprocating compressors. The numerically determined effective flow areas agreed within 5.4% of those obtained from experimental measurements. Reasonably good agreements between the experimental and numerical results have been found, implying that the effective flow and force areas of reed valves could be obtained by CFD alone with enough accuracy. A computer simulation of reciprocating compressor has been performed using a numerical results of reed valves. The calculated P-V diagram shows a good agreement with experimental result.

기호설명

A_{ef} : 유효유동면적(effective flow area)

A_{ef} : 유효힘면적(effective force area)

\dot{m}_v : 질량유량

Ma : 마하수 $Ma = \frac{V}{a}$

ΔP : 실린더와 압력실 사이의 압력차

r : 압력비 $r = \frac{P_d}{P_u}$

y : 밸브의 열림높이

ω_n : 밸브의 고유진동수

ξ : 밸브의 유효감쇠계수

D_{sp} : 흡입포트의 지름

1. 서론

현재 왕복동 압축기에 대해 운전중에 일어나는 작동유체의 상태, 밸브의 운동 등을 묘사하기 위한 비교적 간단한 수학적 모델들이 1950년 이후로 계속 발달하여 왔고, 왕복동 압축기의 실제 운전상태를 보다 정확히 묘사하기 위한 노력이 현재 계속 진행되고 있다.

왕복동 압축기의 시뮬레이션에서 요구되는 밸브의 운동특성에 관한 자료는 밸브개폐정도에 따른 유효유동면적과 유효힘면적의 변화에 관한 자료이다. Soedel⁽¹⁾은 이와같은 자료를 산출하는 실험방법에 대해 기본적인 개념을 제시하였다. Schwerzler등⁽²⁾은 비

* 서강대학교 기계공학과 대학원

** 서강대학교 기계공학과, nhur@ccs.sogang.ac.kr

압축성 유동조건으로 밸브와 밸브포트사이의 여러 유동경로를 여러개의 오리피스가 병렬 혹은 직렬로 연결된 것으로 간주하여 이로부터 유효유동면적과 유효힘면적을 해석적으로 산출하는 방법을 제시하였다. Deschamps등⁶⁾은 원형디스크 밸브에 대해 밸브포트의 지름을 변화시키며 유효유동면적과 유효힘면적의 변화를 유한차적법을 이용하여 수치해석하였다. 그러나 이들의 해석은 비압축성 층류 등은 유동조건하에서 수행되었기 때문에 압축기에서 발생하는 실제 유동과는 차이가 있다. Price등⁴⁾은 CFD상용프로그램인 PHOENICS를 이용하여 채널밸브에 대해 밸브개폐 정도에 따른 유효유동면적과 유효힘면적의 변화를 2차원 비압축성 조건하에서 수치해석하여 산출하였다. 먼저 수치해석을 통해 유효유동면적을 산출한 후 실험값과 비교하여 두 결과가 15%내의 오차범위로 일치한다는 것을 밝혀냈다.

위에서 언급한 밸브의 유동특성에 관한 연구들은 실험방법면에서는 대부분 비슷한 개념을 토대로 실험이 수행되고 있음을 알 수 있고, 주로 채널밸브와 같이 형상이 간단하거나 치수가 큰 밸브를 대상으로 정상류조건하에서 실험한 결과가 대부분이다. 이론적인 해석은 전산유체역학(CFD)측면에서 시도되고 있으나 이것 역시 간단한 형상의 밸브를 대상으로 한정된 유동조건에 대한 해석을 시도하고 있다. 따라서 왕복동 압축기에 장착되어 있는 복잡한 형상의 리드밸브와 밸브시트에 대한 수치해석적인 방법으로 밸브의 유동특성을 구하는 것에 더욱 연구가 필요하다.

또한 밸브의 동특성에 관한 대표적인 자료는 밸브의 고유진동수와 구조감쇠계수이다. 여기서 구조감쇠

계수는 실험을 통해 얻을 수 있지만 그 크기가 매우 작아 무시할 수 있다.⁶⁾ 따라서 본 연구에서는 밸브의 고유진동수만을 연구대상으로 하였다.

밸브의 고유진동수는 수치해석 또는 동특성 실험을 통해 얻을 수 있다. 동특성 해석에 유한요소법(FEM)을 적용한 예로는 Lal⁶⁾과 McLaren등⁷⁾이 수행한 연구를 들 수 있다. Lal은 상용유한요소법 프로그램인 SUPERB와 ANSYS를 이용하여 밸브의 동특성 해석을 수행한 후 이때 얻은 고유진동수를 서로 비교하였으며, McLaren등은 외팔보형 흡입밸브에 대해 유한요소법을 이용하여 고유진동수를 구하였다.

본 연구에서는 소형 왕복동 압축기에 일반적으로 사용되는 소형리드밸브를 대상으로 하여 수치적인 방법을 통해 밸브의 유동특성과 동특성해석을 수행하였다. 이를 위해 상용프로그램인 STAR-CD와 ANSYS를 이용하였으며, 해석적으로 얻어진 결과와 실험결과와의 비교를 통하여 수치해석을 검증하고자 하며, 이렇게 구한 밸브의 유동특성 및 동특성을 사용하여 압축기의 성능을 예측하고자 한다.

2. 압축기 성능해석

기존의 왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션 연구가 실린더만을 검사체적으로 간주하여 열역학 제1법칙을 적용하여 해석을 시도한 것과는 달리, 이 연구에서는 실린더뿐만 아니라 압력실, 머플러등도 검사체적으로 간주하여 해석하였다. 이를 통해 각 검사체적에서 발생하는 가스의 질량유량, 압력 및 온도변화 그리고 열전달 등을 고려한 상태에서 전체 시스템에 대해 성능해석 시뮬레이션을 수행하였다.

성능해석을 위한 압축기의 지배방정식을 살펴보면, 크랭크의 회전에 의한 실린더내의 체적변화 $V(\theta)$ 는 하사점을 $\theta=0$ 으로 할 때 식(1)과 같이 나타낼 수

Table 1 Input data for Compressor simulation

Data	Value	Unit
Geometric Data		
· Crank radius	9.0	mm
· Cylinder diameter	23.0	mm
· Clearance volume	0.0876	cc
Gas Property		
· Refrigerant	R-12	
· Adiabatic constant(γ)	1.137	
· Gas constant(R)	68.762	J/kg · K
Operating Conditions		
· Suction pressure	0.132	MPa
· Suction temperature	349.0	K
· Discharge pressure	1.352	MPa
· Rotating speed	3500	rpm

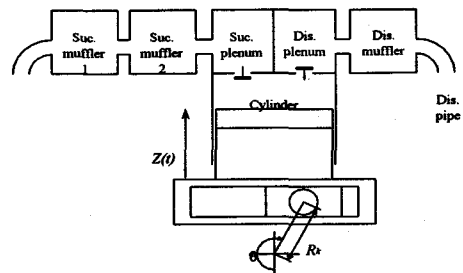


Fig. 1 A schematic of control volume

있다.

$$V(t) = V_c + \frac{\pi D^2 R_1}{4} \left[1 + \cos \theta(t) + \frac{R_2}{R_1} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \sin^2 \theta(t)} \right) \right] \quad (1)$$

그리고 각 검사체적에 대하여 질량보존법칙과 열역학 제1법칙을 적용하면 다음과 같다.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_s - \dot{m}_d \quad (2)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dQ}{dt} + \dot{m}_s(h_s - h) - m \frac{du}{dt} \left[\left(\frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right)_T v \right]}{m \left[\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v \right]} \quad (3)$$

위에서 유도한 관계식들을 각 검사체적 즉, 흡입관, 흡입머플러, 흡입압력실, 실린더, 송출압력실 그리고 송출머플러를 기준으로 정리하면, 모두 2개의 2계 상미분방정식과 17개의 1계 상미분방정식으로 정리할 수 있다. 성능해석 시뮬레이션에 사용된 압축기의 사양, 운전조건 그리고 기타 입력데이터는 Table 1에 나타내었다⁶⁾.

프로그램은 총19개의 상미분 방정식과 다수의 대수방정식으로 구성되어 있으며, 방정식의 해를 구하기 위해 4차 Runge-Kutta방법을 이용하였다. 각 검사체적간의 질량유량 관계식, 압력 및 온도변화 관계식 그리고 밸브의 운동방정식들이 서로 연관되어있기 때문에 이 방정식들의 해는 동시에 구해야 한다. 성능해석 프로그램은 수렴된 결과를 얻기 위해서 약100 cycle정도 반복계산이 수행되었다.

3. 밸브해석

왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션에서는 밸브의 유동특성과 동특성에 대한 자료가 입력자료로 요구된다. 밸브의 유동특성에 관한 자료인 유효유동면적과 힘면적은 전산유체역학을 이용한 수치해석으로 구하였으며, 밸브의 동특성에 관한 자료인 고유진동수는 유한요소법 상용프로그램인 ANSYS로 해석하여 마이크로폰과 스트레인게이지를 이용한 실험결과와 비교·검토하여 수치해석 결과의 타당성을 검증하여 보았다.

3.1 유동특성해석

3.1.1 유효유동면적

밸브를 통과하여 흐르는 유동은 1차원 등엔트로피 유동으로 가정하였다. 이때 밸브를 통과하는 질량유량은 실제기체에 관한 엔탈피관계식으로 부터 얻은 엔탈피를 이용하는 대신에 다음과 같은 이상기체 관계식에서 유도된 압력비로 표현되는 질량유량관계식을 이용하였다.

$$\dot{m}_v = P_u A_{ef} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{r^{\frac{2}{k}} - r^{\frac{k+1}{k}}} \quad (4)$$

여기서 압력비는 $r = \frac{P_d}{P_u}$ 로서 이 식은 초크되지 않은 아임계유동 또는 $\frac{P_d}{P_u} > \frac{P_{crit}}{P_u}$ 조건에 대해서만 유효하다. 임계유동일 경우에는 $r = r_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$

로, 임계 및 아임계유동에 대해 주어진 k 에서 임계 압력비 r_c 는 하나의 상수가 되며, 압력비가 임계치보다 작을 때 유동은 초크된다. 이러한 초크상태에서의 유량전달량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{v,crit} = P_u A_{ef} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u}} \sqrt{r_c^{\frac{2}{k}} - r_c^{\frac{k+1}{k}}} \quad (5)$$

유효유동면적은 수치적으로 상류 및 하류압력의 계산된 압력장을 사용하여 식(5)로부터 계산되었다.

입력데이터로 주어져야 하는 유효유동면적 A_{ef} 는 밸브의 열림높이에 따라 변화하는 것으로 밸브의 열림높이는 밸브의 운동방정식으로부터 결정된다.

3.1.2 유효힘면적

실린더와 압력실의 압력차 ΔP 에 의해 개폐되는 밸브의 운동은 밸브포트 중심에 질량이 집중된 1자유도의 스프링-질량계로 간주하면 다음과 같은 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2 y = A_{ef} \frac{\Delta P}{m_v} \quad (6)$$

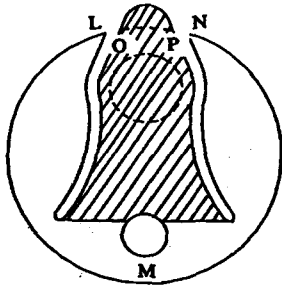


Fig. 2 Valve Configuration

여기서 밸브의 열림높이 y 는 밸브시트로부터 이동한 밸브의 변위를 나타낸다. 밸브시스템에서 밸브에 작용하는 유효유동힘 F 는 밸브시트 전후의 압력차 및 밸브를 통과하는 유동장에 기인하는 것으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = A_{ef} \Delta P \quad (7)$$

윗식으로부터 유효힘면적 A_{ef} 는 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$A_{ef} = \frac{F}{P_u - P_d} \quad (8)$$

밸브판에 작용하는 힘은 밸브이동 방향으로 전단 응력과 함께 밸브판의 앞면과 뒷면에 작용하는 수직 압력을 합산한 후 밸브의 면적을 곱하여 얻어진다. 유효힘면적은 밸브판에 작용하는 힘과 밸브시트 전후의 압력차를 이용하여 식(8)로부터 계산하였다.

유효힘면적은 유효유동면적과 마찬가지로 밸브의 열림높이에 따라 변화하며 밸브의 고유진동수 ω_n 과 유효감쇠계수 ζ 와 같이 입력데이터로 주어져야 한다.

Fig.2은 본 연구에서 대상으로 한 리드밸브의 형상을 보여주는 것으로 여기에서 점선으로 나타낸 원은 밸브포트의 위치를 나타낸다. 밸브는 210W용량의 밀폐형 왕복동 압축기에 사용되고 있는 것으로 흡입포트와 토출포트의 수는 각1개씩이다. 밸브는 실린더와 밸브시트 사이에 장착되어 원주 LNM을 경계로 고정되어 있다. 밸브에서 실제 리드밸브의 역할을 하는 것은 빗금친 부분만 해당된다.

계산격자는 실험장치와 유사하게 생성하였으며, 오

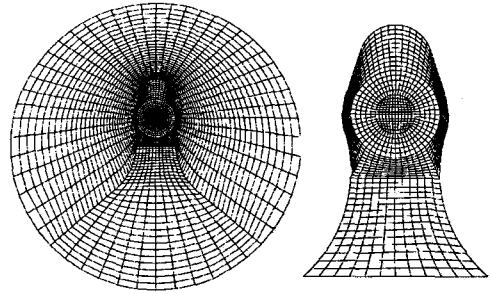


Fig. 3 Grid Generation of Valve

리피스 관과 같은 실린더 모양이다. 격자의 중앙에는 밸브시트가 위치해 있으며, 유동방향으로 바로 뒤에 밸브가 놓이게 된다. 계산격자의 입구는 격자 중앙에 있는 밸브시트로부터 214mm 위로 떨어진 곳에서 시작하고, 격자의 출구는 밸브출구에서 220mm 정도 떨어진 곳에 위치해 있다. 격자는 단면에 2500개 유동방향으로 150개 셀이 있으며, 격자 중앙의 밸브시트 부분을 기준으로 밸브주위의 복잡한 유동현상을 계산하기 위해서 더욱 세밀하게 생성하였다.

수치계산은 각각 다른 밸브 높이에서 리드밸브를 통과하는 유동장을 계산하기 위해서 상용 유동해석 코드인 STAR-CD를 사용하였으며, 계산은 연구실에서 보유하고 있는 LINUX PC Cluster(Intel Pentium III-850MHz)에서 수행하였다.

본 연구에서는 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식이 시간-평균된 형태로 3차원 계산격자에서 $k-\epsilon$ 2방정식 난류모델로 계산했다. 밸브를 통과하는 유동은 마하수($M > 0.3$)를 고려해서 등온·압축성으로 가정하여 계산하였다.

실린더 양끝단에 입구와 출구 경계조건을 주었으며, 벽에서의 no-slip조건은 standard wall function 사법을 사용하여 적용하였다.

3.2 동특성해석

어떤 물체의 비감쇠 자유진동을 유한요소의 행렬로 나타내면 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (9)$$

여기서, $[K]$ 는 강성행렬이고 $[M]$ 은 질량행렬이다. 선형계의 경우 구조물의 자유진동은 다음과 같은 조

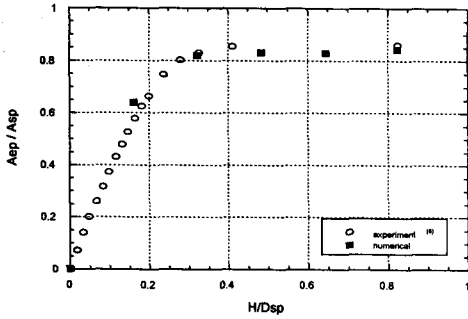


Fig. 4 Comparison of predicted effective flow area to the experimental data

화함수로 가정할 수 있으며

$$\{\dot{u}\} = \{\Phi\} \cos \omega t \quad (10)$$

식(10)을 식(9)에 대입한 후 정리하면 다음과 같은 고유치문제로 바꾸어 쓸 수 있다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\Phi\} = \{0\} \quad (11)$$

이 식으로부터 Guyan축약법에 의해 축약행렬로 구성된 표준 고유치 문제를 유도한 후, 이분법과 Sturm 시퀀스 검증을 이용하여 n개의 주 자유도 수와 같은 수의 고유진동수 ω 와 고유벡터 $\{\Phi\}$ 를 구하게 된다.

밸브의 모우드 해석은 밸브의 한 쪽이 고정되어 있고 다른 한쪽이 자유롭게 운동하는 경우로 해석하였다. 해석에 사용된 요소형태는 4절점 사변형 쉘 요소(4-node quadrilateral shell element)로서 이것은 얇은 쉘이나 판해석에 유용하다.

경계조건으로서 고정된 부분에 해당하는 모든 절점(node)은 각 절점에 대해 모든 자유도, 즉 3방향의 이동변위 u_x, u_y, u_z 와 3방향의 회전변위 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 를 0으로 하였다.

4. 결과 및 토의

리드밸브에 대한 실험적으로⁽⁸⁾ 그리고 수치적으로 계산된 유효유동면적이 Fig.4에 비교되어 나타나 있으며, $Re_D \sim 2 \times 10^4$ 정도에서 계산을 수행하였다. 두 결과 모두 $H/D_{sp} < 0.2$ 정도의 값에서는 밸브열림높이가 증가함에 따라 유효유동면적도 같이 증가하고 있으며, 밸브높이와 유동면적은 거의 선형의 관계를 갖

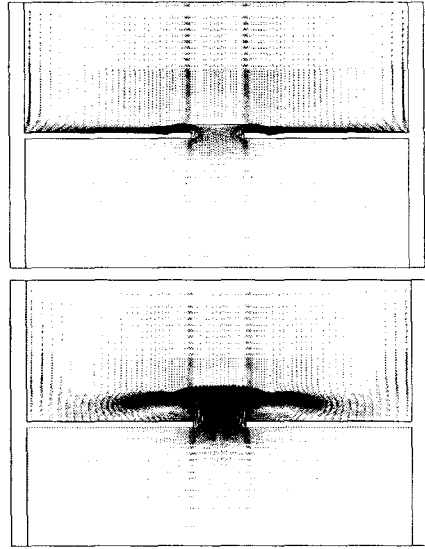


Fig. 5 Velocity Vectors in Valve Plate Region

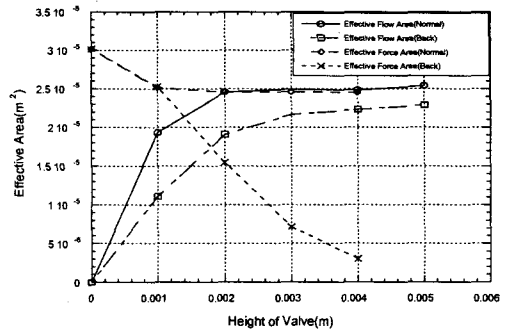


Fig. 6 Effective flow area and effective force area vs. valve lift

는다. 시뮬레이션에서는 최대 밸브 높이까지 유효유동면적을 예측했으며, 실험값과는 최대 5.4% 이내의 오차로 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 유효유동면적의 경향성은 다른 참고문헌⁽⁹⁾에서의 결과와 정성적으로 일치하고 있다.

Fig.5는 밸브시트와 밸브사이의 유동장의 형태를 보여주고 있다. 밸브의 열림높이가 커질수록 입구밸브면을 따라 커다란 재순환영역이 생기는 것을 볼 수 있다. 밸브높이가 낮은 경우에서는 유동은 가속되며, 비교적 짧은 거리에서 90° 각도로 굴절되는 것을 볼 수 있으며, 이것은 재순환영역의 형성을 억제한다. 이와같은 경우 높은 모멘텀 제트(momentum jet)와 같

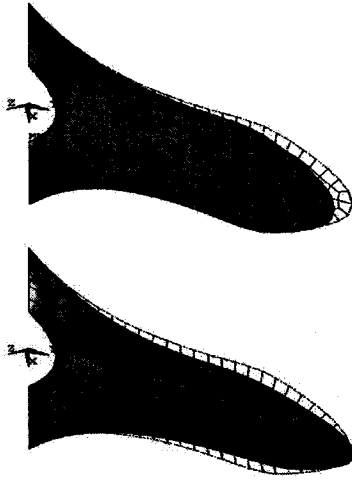


Fig. 7 Mode shapes of Valve (top:1st mode, bottom:2nd mode)

은 출구에서의 박리후류(separation wake)는 밸브면의 곡률을 따라 붙어있을 수 없게 된다.

밸브의 열림높이가 낮을 때($H=1mm$) 밸브시트와 밸브사이 유동의 마하수(Ma)는 최대 1.58정도이며, 따라서 압축성효과를 가진 유동으로 해석되어야 한다.

밸브의 유동특성에 관한 수치해석 결과값은 Fig.6에 나타내었으며, 압축기 성능해석에 이 데이터를 사용하여 시뮬레이션하였다.

밸브의 동특성에 관한 수치해석은 상용 유한요소법 프로그램인 ANSYS 5.5를 이용하여 수행하였으며 고유진동수 해석결과는 Fig.7과 같다. 수치해석으로 얻어진 결과와 실험에서 측정된 결과의 비교를 통해서 입력데이터로서 타당성을 검증하였으며 그 결과는 Table 2와 같다. 유한요소법을 이용한 수치해석 결과와 실험결과에서 볼 수 있듯이 1차모우드의 경우 1.3%정도의 오차를 갖는 비교적 정확한 결과를 얻었다.

수치해석으로 얻어진 밸브의 유동특성 및 동특성 데이터를 이용하여 소형왕복동 압축기에 대해 성능해석 시뮬레이션을 수행하였으며, 시뮬레이션을 통해서 구한 성능해석 결과를 실험결과와 비교해 보았다.

성능해석 시뮬레이션을 통해서 구한 P-V선도와 실험을 통해 얻은 P-V선도를 Fig.8에 비교하여 나타내었다. 위의 결과를 살펴보면 송출행정에서 수치계

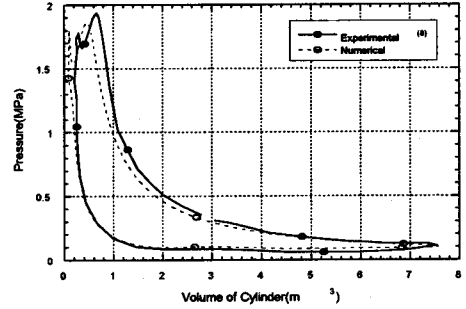


Fig. 8 Comparison of P-V diagram

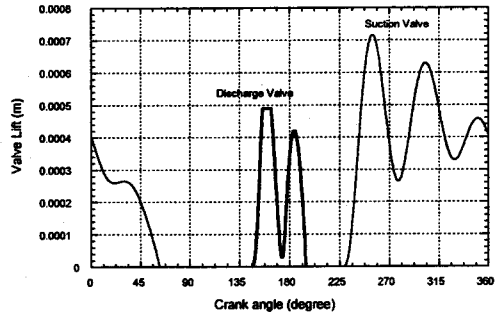


Fig. 9 Valve movement during a cycle

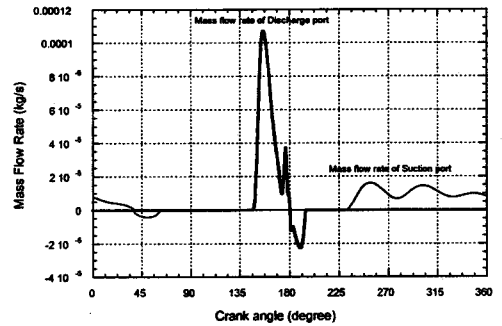


Fig. 10 Mass flow rates during a cycle

Table 2 Results of Experiment and FEM Analysis

	Experiment	FEM	Error
1st mode(Hz)	437.5	431.63	1.3%
2nd mode(Hz)	2220.0	2422.4	9%

Table 3 Comparison of Indicated work (Unit:Watt)

	Experiment	Simulation	Error
Indicated work	126.2	122.6	3%

산값이 실험값에 비해 압력이 다소 낮게 나타난 것을 제외하고는 두 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. P-V 선도로부터 얻어지는 지시일량의 경우 Table 3에 나타내었다. 지시일량의 수치계산 결과는 실험결과에 비해 약 3%의 오차를 나타내고 있다.

Fig.9는 압축기의 한 cycle동안에 일어나는 흡입밸브와 송출밸브의 운동을 보여주고 있다. Fig.10은 실린더로 흡입되는 가스의 흡입질량유량과 실린더로부터 송출되는 가스의 송출질량유량의 변화를 압축기의 한 cycle에 대해 나타낸 것이다. 밸브의 운동과정과 질량유량의 운동과정이 잘 일치함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 왕복동 압축기의 시뮬레이션에서 매우 중요한 부분을 차지하는 밸브의 유동특성과 동특성의 데이터를 각각 유한체적법과 유한요소법을 이용한 수치 해석을 수행하여 구하였으며, 이 값을 이용하여 왕복동 압축기의 성능해석을 수행하였다.

성능해석 시뮬레이션에서는 실린더뿐만 아니라 압력실, 머플러등도 검사체적으로 간주하고 질량보존법칙과 열역학제1법칙을 적용함으로써 압축기 각 부분에서 일어나는 가스의 상태변화를 예측할 수 있었다.

기존의 밸브에 대한 유동특성 및 동특성실험은 복잡한 실험장비와 노력을 요하였지만 이번 연구에서는 수치해석으로도 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있어 이같은 방법의 실용성을 입증하였다. 따라서 리드밸브의 경우 별도의 실험을 거치지 않고 유한체적법 및 유한요소법을 이용한 해석적인 방법으로 실제 압축기 성능해석에 필요한 밸브의 특성 자료를 산출할 수 있다고 판단된다.

앞으로 본 연구에서 사용한 방법으로 압축기 성능해석 시뮬레이션 프로그램을 개발한다면, 압축기의 성능향상방안에 관한 연구나 압축기 구성요소의 설계시 유용하게 사용되어 질 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Soedel, W., 1984, Design and Mechanics of Compressor Valves, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907
- (2) Schwerzler, D.D., Hamilton, J.F., 1972, "An Analytical Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigerant Compressor Valving System," Proc. of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp.30-36.
- (3) Deschamps, C.J., Ferreira, R.T.S., Prata, A.T., 1988, "The Effective Force and Flow Areas in Compressor Valves," Proc. of the 1986 I.C.E.C., Purdue University, pp.104-111.
- (4) Price, G.R., Botros, K.K., 1992, "Numerical and Experimental Analysis of the Flow Characteristics through a Channel Valve," Proc. of the 1992 I.C.E.C., Purdue University, pp.1215-1225.
- (5) 김정우, 김현진, 박희용, 1992, "밀폐형 왕복동 압축기의 리드밸브 동특성에 관한 연구," 공기조화·냉동공학논문집, Vol.4, No.3, pp.163-174.
- (6) Lal, D.N., 1978, "The Use of Finite Element Method for Stress Analysis of Compressor Valves," Proc. 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp.203-208.
- (7) McLaren, R.J.L., Papastergiou, S., 1982, "Analysis of Bending Stresses in Cantilever Type Suction Valve Reeds," Proc. 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 89-97.
- (8) 김정우, 1993, "밀폐형 왕복동 압축기의 성능해석에 관한 연구," 한양대학교 박사학위논문.
- (9) Boswirth, L., 1982, "Theoretical and Experimental Study on Flow in Valve Channels," Proc. of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp.38-53.