

# 고속 회전하는 원판형 드래그펌프 회전익과 고정익 사이 간극이 배기 성능에 미치는 영향

권명근\*†, 이수용\*, 황영규\*\*

## Effect of Clearance between a Rotor and Stator of a Disk-Type Drag Pump on the Pumping Performance

Myoung-Keun KWON, Soo-Yong LEE and Young-Kyu HWANG

**Key Words:** Disk-type Drag Pump (원판형 드래그펌프), Compression Ratio (압축비), DSMC(직접모사법), Throughput (배기유량), Ultimate Pressure (최대도달진공도)

### Abstract

The pumping characteristics of a single-stage disk-type drag pump ( DTDP ) are calculated, for the variation of the vertical clearance between a rotor and stator and of the radial clearance between a rotor and casing wall, by the three-dimensional direct simulation Monte Carlo (DSMC) method. The gas flow mainly belongs to the molecular transition flow region. Spiral channels of a DTDP are cut on the both the upper and lower sides of a rotating disk, but the stationary disks are planar. As a consequence of results, the vertical and radial clearances have a significant effect on the pumping performance. Experiments are performed under the outlet pressure range of 0.4 ~ 533 Pa. When the numerical results are compared to the experimental data, the numerical results agree well qualitatively.

### 1. 서 론

드래그펌프는 고속으로 회전하는 날개에 의하여 기체분자들이 매우 큰 운동량을 전달받아 연속적으로 진공공간으로부터 출구측으로 압축·배기 되는 펌프이다.<sup>(1)</sup> 이러한 터보형 드래그펌프는 크게 Holweck 형태인 원통에 나선형 홈이 있는 헬리컬 드래그펌프와 Siegbahn 형태인 원판에 홈이 있는 원판형 드래그펌프로 구분된다.<sup>(2)</sup> 터보형

드래그펌프는 대유량에 적합할 뿐만 아니라  $10^{-6}$  Torr(약  $10^{-4}$  Pa) 정도의 고진공으로부터 대기압까지 한 대의 펌프로도 기체를 압축·배기 할 수 있다. 따라서 기존의 펌핑 시스템에서와 같이 후단펌프가 별도로 필요치 않기 때문에 터보형 드래그펌프는 시스템의 유지보수, 가격, 소음, 배기 시간 등 여러 면에서 기존의 펌핑 시스템과 비교할 수 없는 압도적인 우위성을 가지고 있다. 일반적으로 후단펌프는 누설을 방지하기 위하여 오일을 사용하기 때문에 불가피하게 오일의 교환비용 및 오일의 역류에 의한 진공공간의 오염이 문제점으로 지적되고 있어서, 기존의 오일식 펌프의 대체용으로서 최근 중진공용 무급유식 대유량의 기계식펌프에 대한 필요성이 날로 증가하고 있는 추세이다.

Gaede가 1920년에 분자드래그의 원리와 분

† 성균관대학교 기계공학부

E-mail : skukwonk@chol.com

TEL : (031)290-7499 FAX : (031)290-5849

\* 성균관대학교 대학원

\*\* 성균관대학교 기계공학부

자드래그펌프를 개발하였다. Chu<sup>(3)</sup>는  $1\sim 10^{-10}$  Torr에서 작동되는 10단의 TMP(turbo-molecular pump)와 9단의 원판형 드래그펌프를 결합한 형태의 하이브리드형 펌프를 제작하여 실험적인 연구를 수행하였다. 이 원판형 드래그펌프의 펌핑 채널은 대수나선(logarithmic spiral) 형태이며, 펌프의 성능은 수소기체인 경우 압축비가 700 이상이었다. 이것은 TMP로는 31단을 사용하여 도달할 수 있는 수치이다.

Tu 등<sup>(4)</sup>은 터보형 원판형 드래그펌프에 대한 성능을 향상시키기 위하여 기존의 모델과는 달리 회전익과 고정익에 나선 채널을 만들어 이론 및 실험적 연구를 동시에 수행하였다.

한편 Liu와 Pang<sup>(5)</sup>은 matrix-probability법을 이용하여 자유분자유동에서의 원판형 드래그펌프의 회전수 변화에 따른 압축비 및 펌핑 효율을 구하였으며, 회전수가 높아짐에 따라 성능이 일정해짐을 보여주었다.

자유분자 유동영역에서의 펌프의 성능을 향상시키기 위하여 Shi 등은 고정익에 있던 채널대신 회전익에 채널을 만들어 실험하였다. 이 경우 고정익은 홈이 없는 원판이다. 실험결과 기존의 고정익에 채널을 만든 것 보다 성능이 향상됨을 보여주었다. 이론해석시 원판상의 유로를 구간 구간으로 나누어 각각의 영역에 대한 기체분자의 통과확률(transmission probability)을 몬테카를로(Monte-Carlo)법으로 계산하였다. 또한, 회전익과의 간극이 압축비에는 크게 영향을 주었으나, 배기속도에는 그다지 영향이 미치지 않음을 밝혔다.<sup>(6-8)</sup> 그러나 실제 원판형 드래그펌프의 작동영역은 분자천이영역임에도 불구하고, 기존연구들<sup>(3-8)</sup>은 모두 자유분자유동 영역에서의 성능해석만을 다루었다.

국내연구자로 Heo와 Hwang<sup>(9-12)</sup>은 분자천이 및 미끄럼유동에서의 원판형 드래그펌프의 성능 특성을 희박기체 영역에서의 해석방법인 DSMC(direct simulation Monte Carlo)법과 미끄럼 경계조건을 이용한 연속체영역에서의 지배방정식인 Navier-Stokes 방정식을 사용하여 수치해석하였고, 또한 실험을 통하여 그 성능측정을 하였다.

본 연구에서는 원판형 드래그펌프 내부의 채널 형상에 대한 성능영향 중 Fig. 1과 같은 나선형 형상의 원판형 회전자(rotor)와 평평한 고정자(stator) 사이의 간극 크기가 펌프 성능에 미치는

영향을 살펴보고자 한다. 간극은 고정자와 회전자 사이 간극크기 변화에 따른 배기 성능영향을 살펴보았다. 특히, 한 가지 수직간극크기에 대한 실험적 성능해석 결과와 DSMC법을 이용한 수치해석 결과를 비교하여 수치해석 방법의 타당성을 검증하였다. 여러 가지 간극 크기의 변화에 대한 펌프의 유동채널내부의 속도벡터와 압력분포 등을 구하여, 원판형 드래그펌프의 간극이 성능특성에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

## 2. 해석모델과 실험 장치 및 방법

### 2.1 수치해석모델

본 연구에 사용된 원판형 드래그펌프의 로터에 대한 기하학적 형상과 제원을 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타내었다. 원판형 회전자의 구조는 위·아랫면에 각각 나선형 채널이 있다. 나선형 펌핑 채널 형상은 반지름  $R_3$ 를 각도  $A$ 와  $B$  만큼 움직인 지점에서 반지름  $R_c$ 인 곡면의 채널을 형성하게 된다.

Bird<sup>(13)</sup>에 의해 제안된 DSMC법을 이용하여 수치해석을 수행하였다. (DSMC법 대한 자세한 수치해석 방법은 참고문헌<sup>(9-13)</sup>등에서 설명하였기에 본 논문에서는 생략하였으며, 수치해석의 정확도나 기본적인 수치해석 parameter의 값 등은 참고문헌<sup>(9-12)</sup>등에서 설명되어 있기에 본 논문에서는 생략하였음.) 분자모델은 Bird<sup>(13)</sup>에 의하여 개발된 가변강구(VHS, variable hard sphere)모델을 사용하였으며, 분자 충돌샘플링을 할 때는 NTC법(no time counter method)을 사용하였다. 충돌 분자간의 회전하는 에너지변화에 대하여 일부는 완전 탄성충돌로, 나머지는 비탄성충돌로 간주하는 Borgnakke-Larsen의 현상학적 모델을 사용하였다.<sup>(14)</sup>

본 연구의 수치해석에 사용된 회전자의 채널에 대한 해석모델 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 해석모델 Fig. 2는 전체 회전자의 회전유동이 일어나는 10개의 유동채널들 중에서 한 개 채널에 대하여 수치해석에 사용되는 유동장의 격자를 나타낸 것이다. 해석에 사용된 격자구조는 크게 5개 부분으로 나누어 볼 수 있으며, 각각의 격자 구조에 대하여 수치해석을 수행하게 된다. 블록1은 로터 유동의 유입부이며, 블록5는 로터 유동

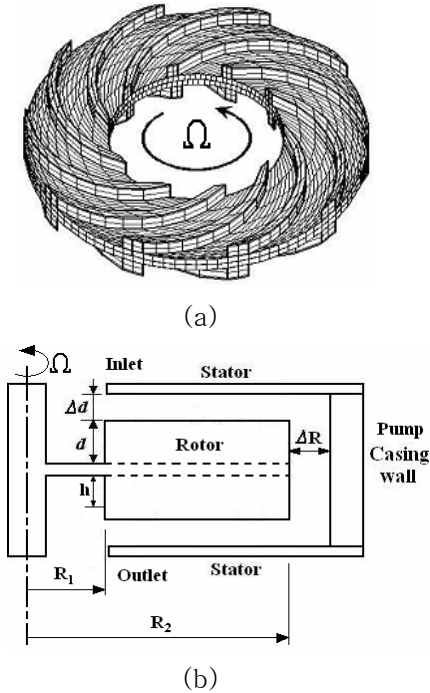


Fig. 1 Geometrical shape of a rotor: (a) rotor configuration, (b) side view.

Table 1 Geometrical parameter of the rotor.

inner radius		$R_1$	39 mm
outer radius		$R_2$	86 mm
Vertical Clearance	Numerical	$\Delta d$	0.1,0.3,0.5,0.7 mm
	Experimental		0.5 mm
Radial Clearance	Numerical	$\Delta R$	0.5,1.0,1.5 mm
	Experimental		1 mm
Depth of channel		$d$	3 mm

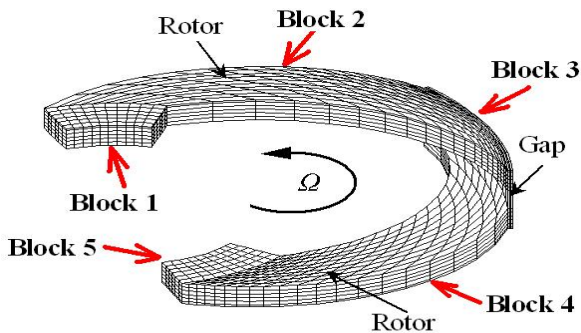


Fig. 2 Computational grid model for a single channel of a disk-type rotor.

의 유출부이다. 블록 2와 4는 각각 회전자의 윗면에 형성된 유동채널과 아랫면에 형성된 유동채

널이다. 그리고 블록3은 로터와 펌프의 케이싱 벽면 사이의 간극부분의 격자를 나타낸다.

2.1 배기속도에 대한 수치계산

회전자가 한 개로 구성된 단단 원판형 드래그 펌프에 대하여 DSMC법을 이용하여 Fig. 2의 격자 구조에 대하여 수치해석을 수행하였다. 수치모사에 사용된 기체분자는 질소( $N_2$ )를 사용하였다.

펌핑효율  $w$ 는 다음과 같이 계산하게 된다.

$$w = -\frac{N_{12} - N_{21}}{N_{inlet}} \quad (1)$$

여기서,  $N_{12}$ 는 입구측에서 유입된 분자들 중에서 샘플링시간(sampling time) 동안 출구로 빠져나가는 분자수이며,  $N_{21}$ 은 채널의 출구에서 유입된 분자중 입구로 되돌아오는 분자이다. 그리고  $N_{inlet}$ 은 샘플링시간 동안 채널입구로부터 유입된 총분자수이다.

배기속도( $S$ , pumping speed;  $L/s$ )와 배기량( $Q$ , throughput;  $Pa \cdot L/s$ )은 다음과 같이 계산하였다.

$$S = w \cdot A_1 \cdot \sqrt{\frac{-8RT}{\pi}} \cdot \frac{K(s_1)}{4.0} \quad (2)$$

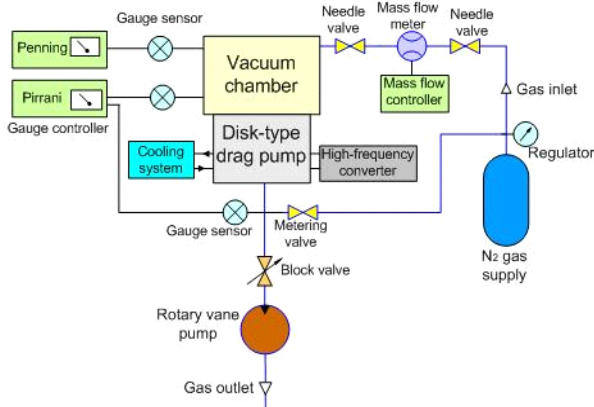
$$Q = P_1 \cdot S \quad (3)$$

여기서  $A_1$ 은 입구의 면적,  $R$ 은 기체상수,  $P_1$ 은 입구압력 그리고  $T$ 는 절대 온도이다. 함수  $K(s_1)$ 의 정의는 다음과 같다.

$$K(s_1) = \exp(-s_1^2) + \sqrt{\pi} s_1 [1.0 + erf(s_1)] \quad (4)$$

$$s_1 = \frac{u_1}{\sqrt{2RT}} \quad (5)$$

위의 식에서  $erf$ 는 오차함수(error function),  $s_1$ 은 무차원 속도를 나타낸다.  $u_1$ 은 입구와 출구의 경계를 가로지르는 분자들의 평균속도(bulk velocity)이다.



**Fig. 3** Schematic diagram of the experimental apparatus.

2.2 실험 장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치는 Fig. 3 에서 보이는 것과 같이 원판형 드래그펌프, 진공압력 측정용 압력계이지, 후단펌프, 가스(N<sub>2</sub>)유량 측정을 위한 유량계(FC-780C, Aera Co.) 및 펌프부의 24,000 rpm으로 회전하는 모터부분을 제어하기 위한 주파수 변환기를 두어 성능실험을 수행하였다. 그리고 원판형 드래그펌프 입구측과 출구측에 각각 피라니게이지(GP-2ARY, ULVAC JAPAN Ltd.)를 설치하였으며, 입구압력이 고진공인 경우에는 이온게이지( Model-SenTorr, Varian Co.)를 이용하여 측정하였다.

드래그펌프는 출구압력이 1000 Pa 가까이 되면 열 발생이 매우 커지게 됨을 관찰하였으며, 본 연구에서는 압력범위를 0.4~533 Pa로 제한하여 실험을 실시하였다.

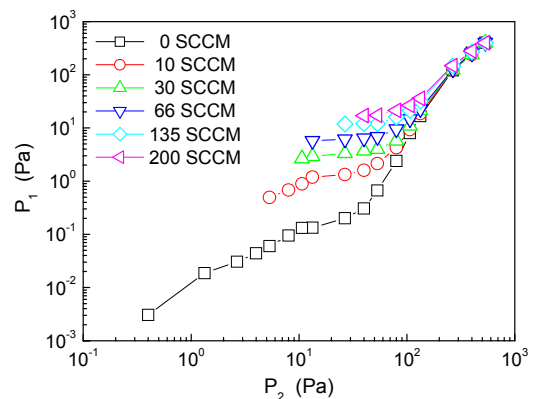
실험을 시작하기 전에 후단펌프((주)우성진공, 970 L/min급 2단 로터리펌프)를 가동시켜 펌프 내부의 압력이 드래그펌프가 작동할 수 있는 조건이 되도록 충분히 배기한다. 작동요구조건에 맞는 1 Pa이하의 진공도가 유지되면 드래그펌프 및 펌프에 부착된 냉각시스템(22±3℃)을 구동시킨다. 시스템이 정상적인 작동온도와 일정한 압력에 도달하면, 테스트 가스(N<sub>2</sub>)를 주입하여 실험을 수행하게 된다.

3. 성능해석 결과

3.1 실험 및 수치해석 결과의 비교

본 연구에서는 Fig. 1의 구조로 회전자가 하나로 구성된 원판형 드래그펌프를 제작하여 실험을 수행하였다. 여러 가지 배기유량(throughput)에 대하여 출구압력에 따른 입구압력 변화를 Fig. 4에서 보여주고 있는데 이 그림에서 최대도달진공도는 출구압력이 0.4 Pa 일 때  $3.07 \times 10^{-3}$  Pa 나타내었다. 배기유량이 0 SCCM인 경우 출구압력이 40~533 Pa의 범위에서 감소함에 따라 입구압력이 급격히 낮아지는 것을 관찰할 수 있다. 반면 출구압력이 40 Pa 이하의 구간에서는 입구압력의 변화가 완만해지고 있다. 압축비에 대한 펌프의 성능을 살펴보면, Fig. 5에서 배기유량에 대한 출구압력변화에 따른 압축비변화를 나타내주고 있다. 최대압축비는 배기유량이 없고, 출구압력이 27 Pa 일 때 약 130이었다. 배기유량이 없을 때 출구압력 범위가 2~40 Pa 구간에서는 평균 100정도의 일정한 압축비 성능을 보여주고 있지만, 각각의 유량조건(10~200 SCCM)에 대한 각각의 가장 높은 압축비 지점을 기준으로 출구압력이 낮아질수록 압축비도 낮아지고 있다.

회전자와 고정자 사이의 수직간극을  $\Delta d = 0.5$  mm(회전자 채널의 깊이가 3 mm 일 때)로 하여 수치해석과 성능실험을 결과를 비교를 Fig. 6에 나타내었다. 실험성능결과 Fig. 4에서 보면, 출구압력 각각  $P_2 = 40$ Pa와 106.7 Pa 일 때 회전되는 로터주변 유동장내에 배기유량 Q가 증가할수록 출구압력( $P_2$ )과 입구압력( $P_1$ )의 압력차



**Fig. 4** Inlet pressure  $P_1$  vs. outlet pressure  $P_2$  ( $d = 3$ mm,  $\Delta d = 0.5$  mm ).

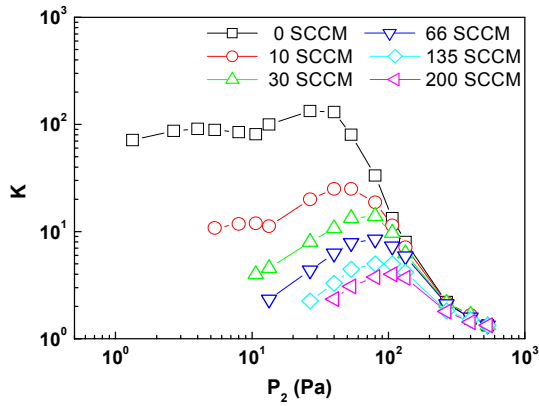


Fig. 5 Compression ratio  $K$  vs. outlet pressure  $P_2$  ( $d = 3\text{mm}$ ,  $\Delta d = 0.5\text{mm}$ ).

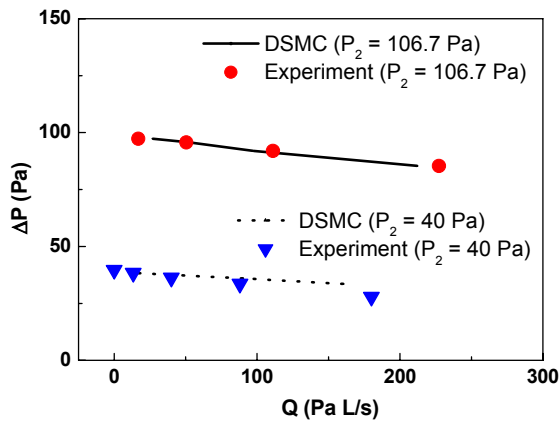
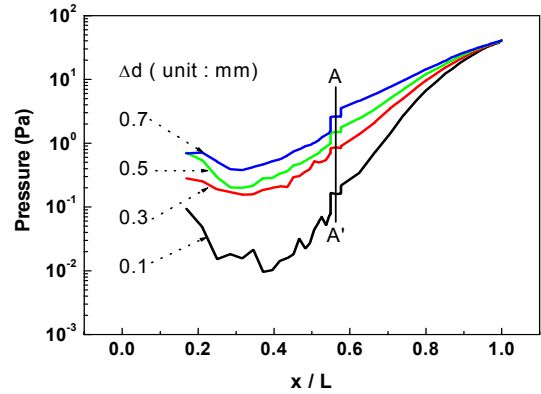


Fig. 6 Pressure difference vs. throughput at  $P_2 = 106.7\text{ Pa}$  ( $d = 3\text{mm}$ ,  $\Delta d = 0.5\text{mm}$ ).

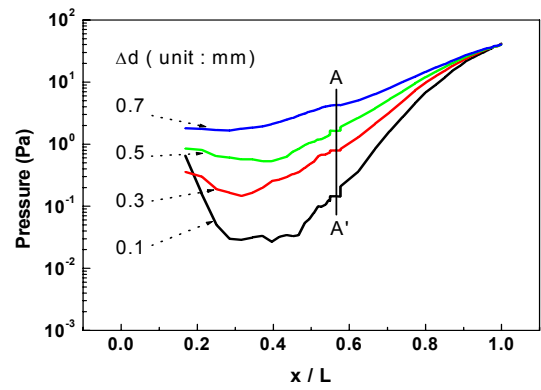
( $\Delta P = P_2 - P_1$ )가 작아짐을 확인할 수 있는데, 이는 유량증가에 따른 압축비의 감소를 의미한다. 또한 이 결과 그래프에서 수치해석결과와 실험결과의 경향이 잘 일치함을 확인할 수 있다. 이 결과로부터 고속으로 회전하고 수백 배의 압력차를 보이는 경우에도 DSMC법을 이용한 성능해석이 유용하다고 볼 수 있다.

3.2 간극에 대한 성능해석

배기유량  $Q=0$  이고, 출구압력  $P_2=40\text{ Pa}$  인 경우, 각각의  $\Delta d$ 와  $\Delta R$ 에 대한 펌핑 유로지점(채널 중심선의 전체 펌핑 채널길이  $L$ 에 대한 국소 지점  $x$ )에 따른 평균압력을 Fig. 7에 나타내



(a)



(b)

Fig. 7 Pressure distribution for rotor at  $P_2 = 40\text{ Pa}$ : (a)  $\Delta R = 0.5\text{ mm}$ , (b)  $\Delta R = 1.5\text{ mm}$ .

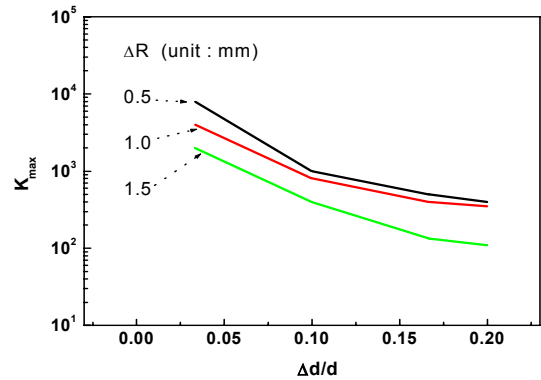


Fig. 8 Maximum compression ratio ( $K_{max}$ ) vs.  $\Delta d / d$  at  $P_2 = 35\text{ Pa}$ .

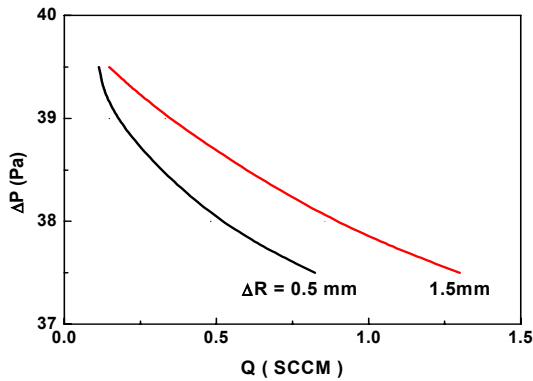


Fig. 9 Pressure difference vs. throughput at various vertical clearances ( $d = 3$  mm,  $P_2 = 40$  Pa).

었다. 간극  $\Delta R = 0.5$  mm일 때는 위아래 채널에서 현저하게 압력 상승을 볼수 있지만, 간극  $\Delta R = 1.5$  mm인 경우는 간극크기의 영향에 의하여 위아래 채널에서 급격한 압력상승이 나타나지 않고 있다. 직선 AA'은 회전자와 펌프의 케이싱 벽면과의 간극부분(Fig. 2의 블록 3부분)으로 이 지점에서의 평균압력은 유로의 급격한 변화로 증가하지 않고 있다.

간극  $\Delta d$ 와 채널높이  $d$ 를 간극비( $\Delta d/d$ )로 무차원화하여,  $\Delta R$  간극크기가 작을수록 최대압축비가 높음을 Fig. 8에 나타내었다. 배기유량은 상대적으로  $\Delta R$  간극크기가 클수록 증가함을 Fig. 9에서 보여주고 있다.

#### 4. 결론

원판형 드래그펌프 회전자와 고정자 사이의 간극에 크기에 따른 배기 성능 영향을 살펴보았다. 수직 및 반경방향 간극이 작을수록 압축비는 높았고, 배기유량의 경우는 수직간극은 작을 때 반경방향 간극을 클 때 증가하였다. 원판형 드래그펌프의 배기성능 예측 기초 자료를 얻을 수 있었다.

#### 후 기

이 논문은 2003년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-041-D20098).

#### 참고문헌

- (1) Hablanian, M. H., 1990, *High Vacuum Technology(A Practical Guide)*, Marcel Dekker, Inc.
- (2) Hablanian, M. H., 1994, In *Vacuum Science and Technology: Pioneers of 20th Century*, edited by P. A. Redhead(AIP, New York), pp. 126-132.
- (3) Chu, J. G., 1988, "A New Hybrid Molecular Pump with Large Throughput", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 6, No. 3, pp. 1202-1204.
- (4) Tu, J. Y., Zhu, Y. and Wang, X. Z., 1990, "A New Design for the Disk-Type Molecular Pump", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 8, No. 5, pp. 3870-3873.
- (5) Liu, N. and Pang, S. J., 1990, "Microscopic Theory of Drag Molecular Dynamics in the Range of Free Molecular Flow", *Vacuum*, Vol. 41, No. 7-9, pp. 2015-2017.
- (6) Shi, L., Wang, X. Z., Zhu, Y. and Pang, S. J., 1993, "Design of Disk Molecular Pumps for Hybrid Molecular Pumps", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 11, No. 2, pp. 426-431.
- (7) Shi, L. and Yang, N. H., 1988, "A New Method for Calculating the Pumping Performance of Turbomolecular Pumps Using the Oatley Equation", *Vacuum*, Vol. 44, No. 5-7, pp. 725-727.
- (8) Shi, L., Zhu, Y., Wang, X. Z. and Pang, S. J., 1993, "Influence of Clearance on the Pumping Performance of a Molecular Drag Pump", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 11, No. 3, pp. 704-710.
- (9) Heo, J. S., Hwang, Y. K., and Park, C. Y., 1999, "A Study of the Numerical Method on the Molecular Transition Flow for the Rotating Blades", *Journal of the Korean Vacuum Society*, Vol. 8, No. 2, pp. 83-92.
- (10) Hwang, Y. K., Heo, J. S. and Choi, W. J., 2000, "A Study on the Pumping Performance of a Disk-type Drag Pump", *Journal of KSME B*, Vol. 24, No. 6, pp. 860-869.
- (11) Heo, J. S. and Hwang, Y. K., 2000, "Molecular Transition and Slip Flows in the Pumping Channels of Drag Pumps", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 18, No. 3, pp. 1025-1034.
- (12) Heo, J. S. and Hwang, Y. K., 2002, "Performance Characteristics of Single-Stage Disk-Type Drag Pump", *J. Vac. Sci. Technol. A*, Vol. 20, No. 5, pp. 1621-1631.
- (13) Bird, G. A., 1994, *Molecular Gas Dynamics and the Direct Simulation of Gas Flows*, Clarendon Press, Oxford.
- (14) Borgnakke, C. and Larsen, P. S., 1975, "Statistical Collision Model for Monte Carlo Simulation of Polyatomic Gas Mixture," *J. Comput. Phys.*, Vol. 18, pp. 405-420.