

## 원판형 드래그펌프 회전자와 고정자 사이의 간극이 성능에 미치는 영향

권명근\* · 황영규†

(2004년 3월 26일 접수, 2004년 10월 4일 심사완료)

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

Myoung-Keun Kwon and Young-Kyu Hwang

**Key Words:** Disk-Type Drag Pump(원판형 드래그펌프), Direction Simulation Monte Carlo(직접모사법), Ultimate Pressure(최대도달진공도), Compression Ratio(압축비), Throughput(유량)

#### 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 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 a stationary disk is planar. The interaction between molecules is described by the variable hard-sphere model. The no time counter method is used as a collision sampling technique. The vertical clearance has 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 with the experimental data, the numerical results agree well quantitatively

기호설명	
$A$	: 채널입구 각, Fig. 1 참조
$A_1$	: 입구의 면적
$B$	: 채널벽면 각, Fig. 1 참조
$d$	: 채널깊이
$\Delta d$	: 회전자와 고정자 사이의 수직간극
$h$	: 높이, Fig. 1 참조
$K$	: 압축비
$N_{12}$	: 입구에서 출구로 나간 분자수
$N_{21}$	: 출구에서 입구로 되돌아온 분자수
$N_{inlet}$	: 입구에서 유입된 총 분자수
$P_1$	: 입구압력
$P_2$	: 출구압력
$\Delta P$	: 압력차 ( $= P_2 - P_1$ )
$Q$	: 배기유량 [ $P_a \cdot L/s$ ]
$R$	: 기체상수
$R_1$	: 원판 외경 반지름
$R_2$	: 원판 내경 반지름
$R_3$	: 반지름, Fig. 1 참조
$R_c$	: 반지름, Fig. 1 참조
$S$	: 배기속도 [ $L/s$ ]

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부  
 E-mail : ykhwang@skku.edu  
 TEL : (031)290-7437 FAX : (031)290-5849  
 \* 회원, 성균관대학교 대학원 기계설계학과

$s_1$	: 속도무차원수 ( $= u_1/\sqrt{2RT}$ )
$T$	: 절대온도
$u_1$	: 평균속도 (bulk velocity)
$w$	: 펌핑효율

#### 그리스 문자

$\lambda$	: 평균자유경로
$\Omega$	: 각속도

## 1. 서론

진공분야에 대한 연구는 항공우주산업과 반도체 산업의 급속한 성장으로 인하여 첨단 산업분야의 진공문제를 해결하는 과정에서 많은 발전을 하였다. 근래에는 금속·재료 및 반도체 제조공정관련 산업분야에서 고정정 대(大)유량이 요구되는 CVD (chemical vapor deposition), 이온 주입(ion implantation), 에칭(etching), 스퍼터링(sputtering) 등의 작업공정에 터보형 드래그펌프가 많이 이용되고 있다. 이 외에도 계약, 화학 등과 우주선연구개발시 연구시험장비, 핵융합로, MEMS 및 나노과학기술(nanotechnology)과 같은 첨단산업분야에도 터보형 드래그펌프의 수요와 진공관련 제반기술의 발달은 날로 증대되고 있는 실정이다. 이런 현실에서 진공기술 중에서도 진공발생장치인 진공펌프에 대한 관심이 증대되어 가고 있다.<sup>(1,2)</sup>

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

터보형 드래그펌프는 대유량에 적합할 뿐만 아니라  $10^{-6}$  Torr(약  $10^{-4}$  Pa) 정도의 고진공으로부터 대기압까지 한 대의 펌프로도 기체를 압축·배기할 수 있다. 따라서 기존의 펌핑 시스템에서와 같이 후단펌프가 별도로 필요치 않기 때문에 시스템의 유지보수, 가격, 소음, 배기시간 등 여러 면에서 기존의 펌핑시스템과 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 대체용으로써 최근 증진공용 무급유식 대유량의 기계식펌프에 대한 필요성이 날로 증가하고 있는 추세이다.

Gaede가 1920년에 분자드래그의 원리와 분자드래그펌프를 개발하였다. Chu<sup>(3)</sup>는  $1\sim 10^{-10}$  Torr에서 작동되는 10단의 TMP(turbomolecular 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 수행하였으며, 실험결과 기존의 펌프에 비해 성능이 향상됨을 보여 주었다. 고정익에는 아르키메데스 나선형을, 회전익에는 쌍곡선형의 유로형상을 각각 만들어 주었고, 회전익과 고정익 사이의 간격을 1mm로 크게 함으로써 베이킹시 서로 달라붙는 문제점을 해결할 수 있었다.

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.

자유분자유동영역에서의 펌프의 성능을 향상시키기 위하여 Shi 등은 고정익에 있던 채널대신 회전익에 채널을 만들어 실험하였으며, 이 경우 고정익은 홈이 없는 원판이다. 실험결과 기존의 고정익에 채널을 만든 것 보다 성능이 향상됨을 보여주었다. 이론 해석시 원판상의 유로를 구간구간으로 나누어 각각의 영역에 대한 기체분자의 통과확률(transmission probability)을 몬테카를로(Monte-Carlo)법으로 계산하였으며, 전체 유로를 통과할 확률은 Oatley 방정식을 이용하여 구하였다. 또한, 회전익과의 간극이 압축비에 크게 영향을 주었으나, 배기속도에는 그다지 영향이 미치지 않음을 밝혔다.<sup>(6-8)</sup> 그러나 실제 원판형 드래그펌프의 작동영역은 분자천이영역임에도 불구하고

하고, 기존연구들<sup>(3-8)</sup>은 모두 자유분자유동 영역에서의 성능해석만을 다루었다.

국내연구자로 Heo와 Hwang<sup>(9-12)</sup>은 분자천이 및 미끄럼유동에서의 원판형 드래그펌프의 성능특성을 희박기체 영역에서의 해석방법인 DSMC (direct simulation Monte Carlo)법과 미끄럼 경계조건을 이용한 연속체영역에서의 지배방정식인 Navier-Stokes 방정식을 사용하여 수치해석 하였고, 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 수직간극 크기가 펌프 성능에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 한 가지 수직간극 크기에 대한 실험적 성능해석 결과와 DSMC법을 이용한 수치해석 결과를 비교하여 수치해석 방법의 타당성을 검증한 후, 여러 가지 수직간극 크기의 변화에 대한 펌프의 유동채널내부의 속도벡터와 압력분포 등을 구하여, 원판형 드래그펌프의 수직간극이 성능특성에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

## 2. 해석모델과 실험의 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 펌핑채널 형상은 반지름  $R_3$ 을 각도 A와 B 만큼 움직인 지점에서 반지름  $R_c$ 인 곡면의 채널을 형성하게 된다.

Bird<sup>(13)</sup>에 의해 제안된 DSMC법을 이용하여 수치해석을 수행하였다. (DSMC법에 대한 자세한 수치해석 방법<sup>(9-13)</sup>과 수치해석의 정확도나 기본적인 수치해석 parameter의 값<sup>(9-12)</sup> 등은 참고문헌 등에서 설명하였기에 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>

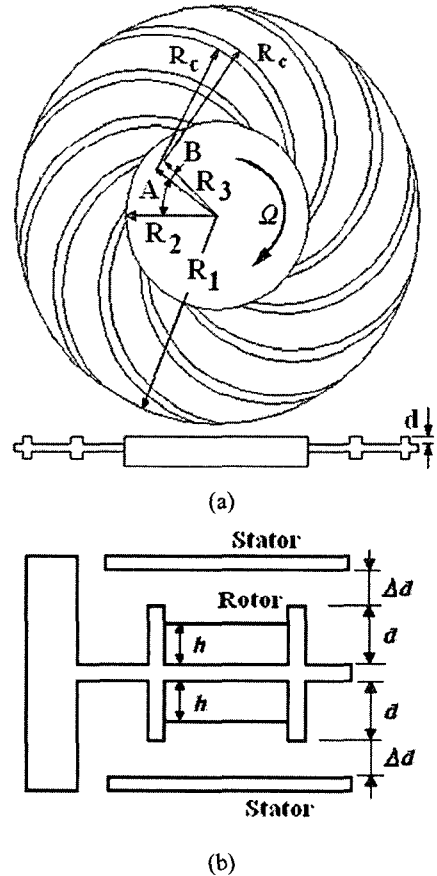


Fig. 1 DTDP: (a) Rotor configuration, (b) Side view

Table 1 Geometrical parameters of rotor

outer radius	$R_1$	86 mm
inner radius	$R_2$	39 mm
vertical clearance (numerical)	$\Delta d$	0.1 mm
		0.3 mm
		0.5 mm
		0.7 mm
vertical clearance (experimental)		0.5 mm
depth of channel	$d$	3 mm
angle of channel inlet	A	36°
angle of channel wall	B	8°
radius of channel	$R_c$	56 mm
radius of channel center	$R_3$	32 mm

본 연구의 수치해석에 사용된 회전자의 채널에 대한 해석모델 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 채널 유로방향의 형상이 Fig. 1(a)와 반대로 도시되어 있으나, 각속도  $\Omega$ 의 회전방향이 반대이므로 동일한 드래그펌프를 묘사하고 있다.

해석모델 Fig. 2는 전체 회전자의 회전유동이 일어나는 10개의 유동채널들 중에서 한 개 채널에 대하여 수치해석에 이용된 유동장의 격자를 나타낸 것이다. 해석에 사용된 격자구조는 크게 5개 부분으로 나누어 볼 수 있으며, 각각의 격자구조에 대하여 수치해석을 수행하게 된다. 우선, 블록 1은 로터 유동의 유입부이며, 블록 5는 로터 유동의 유출부이다. 블록 2와 4는 각각 회전자의 윗면에 형성된 유동채널과 아랫면에 형성된 유동채널이다. 그리고 블록 3은 로터와 펌프의 케이싱 벽면 사이의 간극부분의 격자를 나타낸다.

## 2.2 배기속도 및 유량의 계산

회전자가 한 개로 구성된 단단(單段) 원판형 드래그펌프에 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 중에

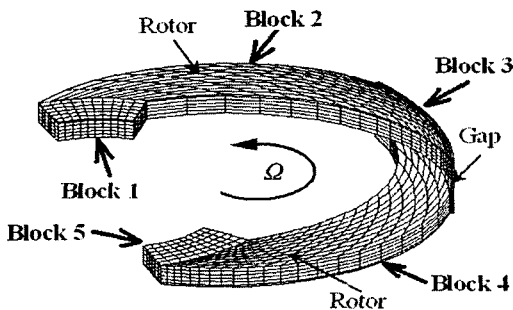


Fig. 2 Computational grid model for a single channel of a disk-type rotor

서 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.

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

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

위의 식에서  $\text{erf}$ 는 오차함수(error function),  $s_1$ 은 무차원속도를 나타낸다.  $u_1$ 은 입구와 출구의 경계를 가로지르는 분자들의 평균속도(bulk velocity)이다.

## 2.3 실험방법 및 장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 Fig. 3에서 보이는 것과 같이 원판형 드래그펌프, 진공압력 측정용 압력계이지, 후단펌프, 가스( $N_2$ )유량 측정용 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 연

구에서는 압력범위를 0.4~533 Pa로 제한하여 실험을 실시하였다.

실험을 시작하기 전에 후단펌프[(주)우성진공, 970 L/min급 2단 로터리펌프]를 가동시켜 펌프내부의 압력이 드래그펌프가 작동할 수 있는 조건이 되도록 충분히 배기한다. 작동요구조건에 맞는 1 Pa이하의 진공도가 유지되면 드래그펌프 및 펌프에 부착된 냉각시스템(22±3°C)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 단단 원판형 드래그펌프를 제작하여 실험을 수행하였다.

회전자와 고정자 사이의 수직간극을  $\Delta d = 0.5$  mm(회전자 채널의 깊이가 3 mm 일 때)로 하여 수치해석과 성능실험을 수행하였다. 이것에 대한 성능해석 결과를 Fig. 4에 나타내었으며, 실험(Fig. 5의 직선 CC'의 10~135 SCCM 일 때; 여기서, 60 SCCM = 1 SCCS  $\approx$  100 Pa·L/s 이며, 1 SCCM = 1 std·cc/min 이다. std는 표준상태, 즉 0°C, 1기압을 가리킨다.)과 수치해석결과를 상호 비교하였다. 성능결과 Fig. 4에서 보면, 출구압력  $P_2 = 106.7$  Pa 일 때 회전되는 로터주변 유동장내에 배기유량  $Q$ 가 증가할수록 출구압력( $P_2$ )과 입구압력( $P_1$ )의 압력차( $\Delta P = P_2 - P_1$ )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 압력차(일반적으로 터보형 드래그펌프의 압축비가 1000이상의 성능을 가지기 때문에 입구측과 출구측의 압력차는 수백배 이상이다. 그리고 진공펌프의 압축비는 출구압력을 입구압력으로 나눈 값이다.)를 보이는 경우에도 DSMC법을 이용한 성능해석이 유용하다고 볼 수 있다.

회전자가 하나로 구성된 원판형 드래그펌프의

성능실험에 대한 해석결과를 Figs. 5와 6에 나타내었다.

여러 가지 배기유량(throughput)에 대하여 출구압력에 따른 입구압력 변화를 Fig. 5에서 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.

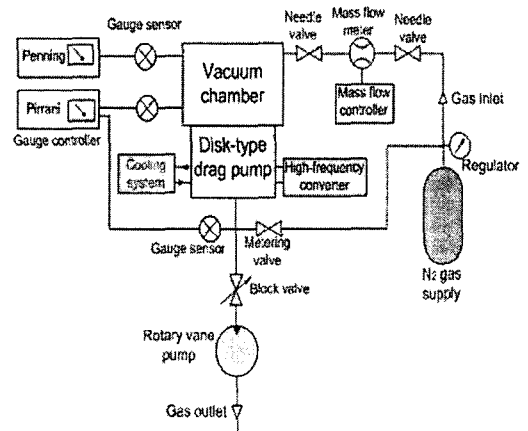


Fig. 3 Schematic diagram of the experimental apparatus

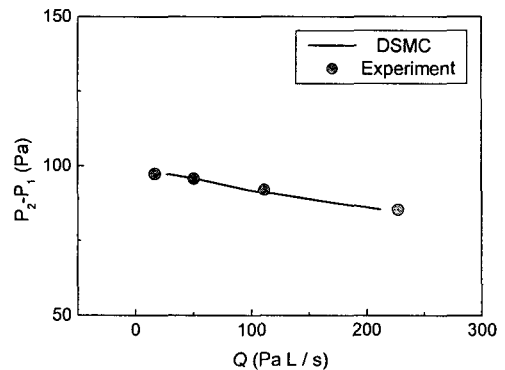


Fig. 4 Pressure difference vs. throughput at  $P_3 = 106.7$  Pa ( $d = 3$ mm,  $\Delta d = 0.5$  mm)

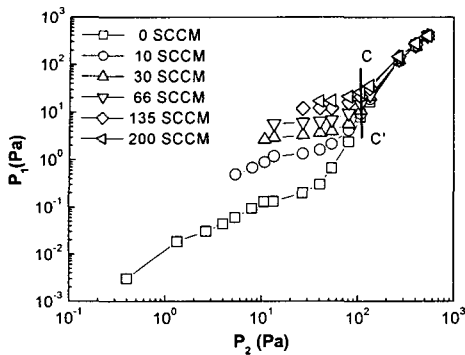


Fig. 5 Inlet pressure  $P_1$  vs. outlet pressure  $P_2$  ( $d = 3\text{mm}$ ,  $\Delta d = 0.5\text{mm}$ )

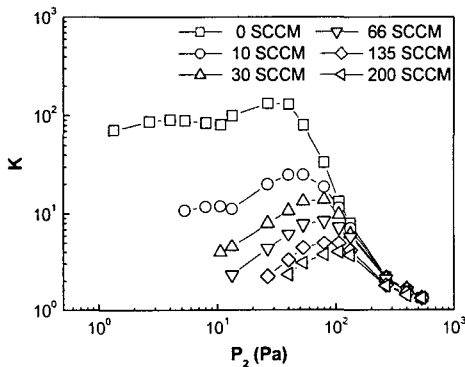


Fig. 6 Compression ratio  $K$  vs. outlet pressure  $P_2$  ( $d = 3\text{mm}$ ,  $\Delta d = 0.5\text{mm}$ )

그리고 배기유량이 증가할수록 입구압력도 높아지고 있으며, 특히 각각의 배기유량에 대한 출구압력 범위가 80~533 Pa 인 경우에는 출구압력이 감소함에 따라 입구압력이 급격히 낮아지고 있지만, 출구압력이 80 Pa 이하에서는 입구압력이 거의 일정한 값을 보이고 있다. 이것은 펌프가 배기유량에 대하여 성능한계에 도달했기 때문이다.

압축비에 대한 펌프의 성능을 살펴보면, Fig. 6에서 배기유량에 대한 출구압력변화에 따른 압축비변화를 나타내주고 있다. 최대압축비는 배기유량이 없고, 출구압력이 27 Pa 일 때 약 130이었다. 배기유량이 없을 때 출구압력 범위가

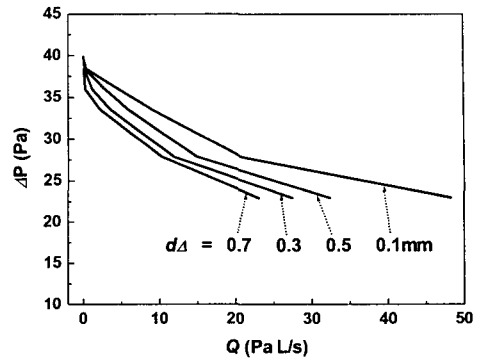


Fig. 7 Pressure difference vs. throughput at various vertical clearances ( $d = 3\text{mm}$ ,  $P_2 = 40\text{Pa}$ )

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. 이것은 기체분자유동이 입구에서 출구로 배출되는 것 보다 유입된 배기유량이 증가하면서 출구에서 입구로 역류하는 양이 더 많아졌기 때문이다.

### 3.2 간극에 대한 성능해석

나선채널을 가진 회전자와 평평한 고정자 사이의 간극(Fig. 1의  $\Delta d$ )의 크기(0.1~0.7 mm)에 대하여 DSMC법을 이용한 펌프 성능에 대한 수치해석 결과를 Fig. 7과 8에 나타내었다.

출구압력이 40 Pa일 때 각각의 간극에 대하여 배기유량 변화에 따른 압력차를 Fig. 7에서 보여주고 있다. 배기유량이 0 SCCM일 때는 간극에 의한 영향이 거의 차이가 없는 것을 보여주고 있지만, 배기유량이 있을 때는 간극이 성능에 영향을 주는 것으로 나타내고 있고, 간극이 커질수록 동일한 압력차일 때 배기유량이 작아지고 있다. 압력차  $\Delta P = 23\text{Pa}$ 일 때 간극이 0.1 mm인 경우는 유량  $48 P_a \cdot L/s$  정도 되지만, 간극이 0.7 mm인 경우는  $23 P_a \cdot L/s$  정도로 두 배 정도의 배기유량 성능차이를 보이고 있다. 이 처럼 회전익과 고정익 사이의 간극은 펌프 성능에 영향을 주는 매우 중요한 요소 중에 하나이다. 배기유량  $Q = 0$  이고, 출구압력  $P_2 = 35\text{Pa}$  인 경우, 각

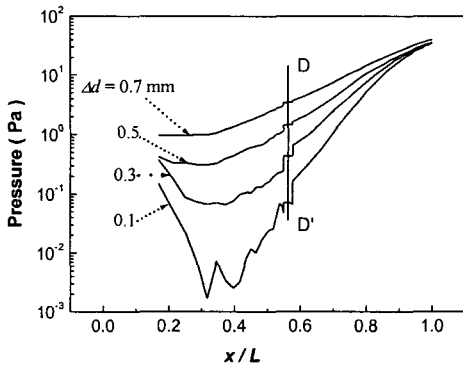


Fig. 8 Pressure distribution of rotor for zero throughput ( $P_2 = 35 \text{ Pa}$ )

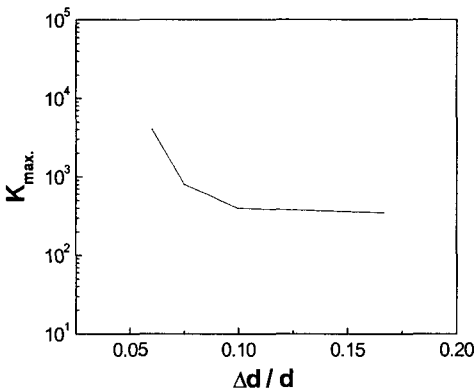


Fig. 9 Maximum compression ratio ( $K_{max}$ ) vs. the ratio of the clearance to the channel depth ( $\Delta d/d$ ) at  $P_2 = 35 \text{ Pa}$

각의  $\Delta d$ 에 대한 펌핑 유로지점(채널 중심선의 전체 펌핑 채널길이  $L$ 에 대한 국소 지점  $x$ )에 따른 평균압력을 Fig. 8에 나타내었다. 회전자의 아래채널부분  $x/L \geq 0.6$ 인 경우, 압력은 현저히 증가하고 있다. 간극이 0.1과 0.3 mm 일 때는 윗 채널유로  $x/L \leq 0.55$ 에서 평균압력이 급격히 감소하다가 증가하고 있고, 반면에 간극이 0.5와 0.7 mm인 경우 유로의 평균압력이 완만하게 증가하고 있음을 관찰할 수 있다. 직선 DD'은 회전자와 펌프의 케이싱 벽면과의 간극부분(Fig. 2의

블록 3부분)으로 이 지점에서의 평균압력은 유로의 급격한 변화로 증가하지 않고 있다.

### 3.3 간극에 대한 최대압축비

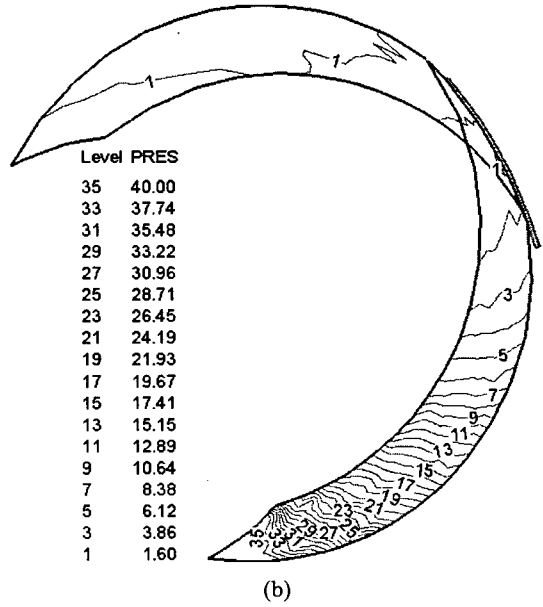
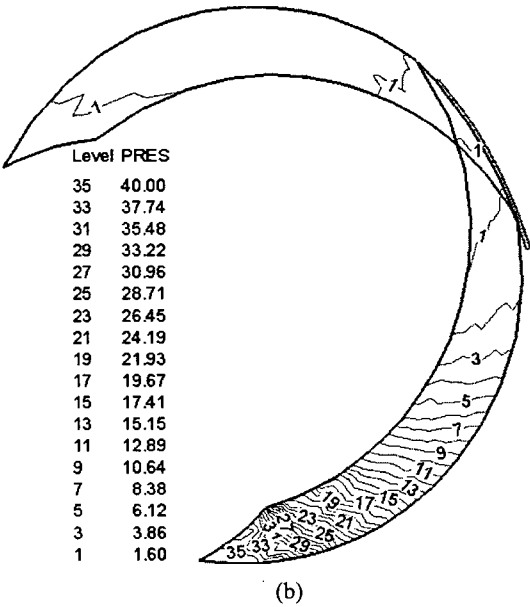
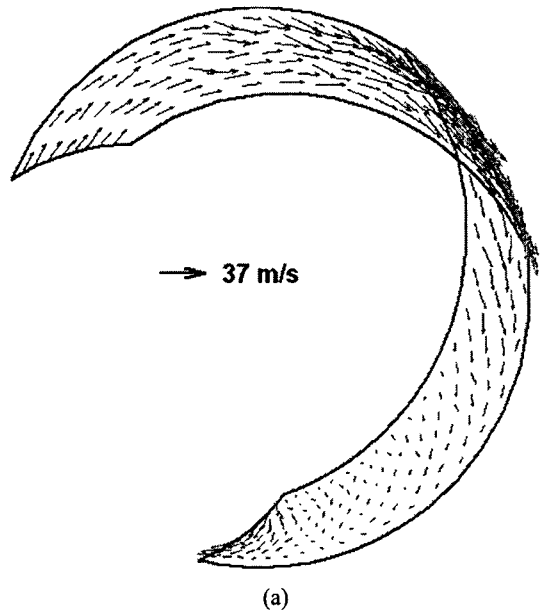
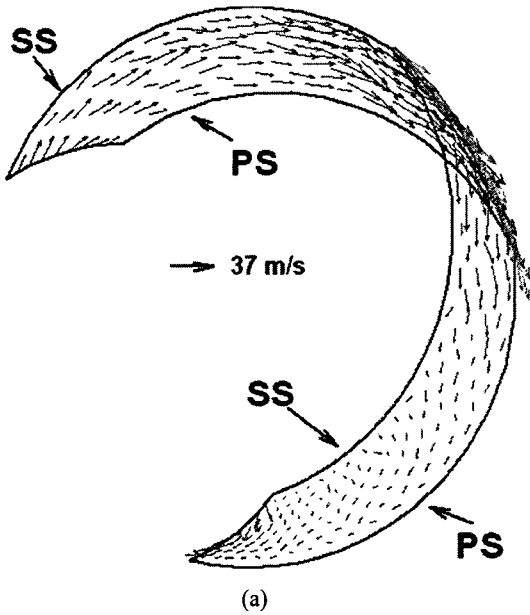
간극  $\Delta d$ 와 채널높이  $d$ 를 간극비( $\Delta d/d$ )로 무차원화하여, 간극크기에 따른 원판형 드래그펌프의 최대압축비를 Fig. 9에 나타내었다. 간극비가 작을 경우 즉, 채널의 간극이 작을수록 높은 압축비를 나타내고 있다. 간극비가 0.06일 때는 압축비가 4000정도 나타내고 있으며, 0.1인 경우는 400정도로 10배 정도의 성능차이를 보여주고 있어서 간극에 대한 영향이 매우 큼을 알 수 있다.

### 3.4 채널내부 유동장의 해석결과

간극( $\Delta d$ )변화에 따른 회전자의 채널들 중 한 개의 채널에 대한 유동장의 수치해석결과를 Fig. 10~13에 나타내었다.

회전자와 고정자사이 간극이 0.1과 0.3 mm 일 때 각각의 유동장의 속도벡터와 압력분포를 Fig. 10와 11에 각각 나타내었다. 이들 그림에서 유동장은 채널의 밑면으로부터 높이  $h = 2.1 \text{ mm}$  [Fig. 1(b) 참조]인 지점에서의 유동을 묘사한 것이다. 유동장내 속도벡터를 나타낸 Fig. 10(a)와 11(a)에서 보면, 유동장의 입구측(Fig. 2의 회전익 윗면의 채널) 압력면(pressure surface, PS)쪽을 따라 분자들이 빠른 속도를 가지고 흡입면(suction surface, SS)쪽으로 무난하게 잘 빠져나가고 있다. Fig. 2의 블록 3부분(radial gap)인 로터와 펌프의 케이싱 벽면과의 간극사이로 많은 수의 분자들이 모여 채널아래 부분으로 유출되고 있다. 로터 아래 부분의 유동장을 보면 흡입면에서 분자들이 빠른 속도를 가지고 압력면 방향으로 유출되고 있다. 간극이 0.1과 0.3 mm 일 때 채널 내부 유동장에 대한 속도 벡터를 살펴본 결과 분자들이 대체로 막힘없이 흡입에서 유출까지 빠른 속도벡터를 가지고 이동하고 있다. 압력분포를 나타낸 Fig. 10(b)와 11(b)를 살펴보면, 윗면 채널에서는 기체분자들이 많이 배출되었기 때문에 낮은 압력분포가 형성되고 있다. 반면 아래 채널에서는 높은 압력분포가 나타나고 있다.

간극이 0.5와 0.7 mm 일 때 채널내부 유동장의



**Fig. 10** Flow fields at  $\Delta d = 0.1 \text{ mm}$  : (a) velocity vectors, (b) pressure contours ( $P_2 = 40 \text{ Pa}$ ,  $P_1 = 1.6 \text{ Pa}$ ,  $h = 2.1 \text{ mm}$ , PRES unit : Pa )

**Fig. 11** Flow fields at  $\Delta d = 0.3 \text{ mm}$  : (a) velocity vectors, (b) pressure contours ( $P_2 = 40 \text{ Pa}$ ,  $P_1 = 1.6 \text{ Pa}$ ,  $h = 2.1 \text{ mm}$ , PRES unit : Pa )

속도벡터 및 압력분포를 Fig. 12와 13에 나타내었다. 채널내부의 유동장의 속도벡터는 앞서 언급한 결과 Fig. 10(a)과 11(a)에 나타난 결과와 비슷

한 경향을 보여주고 있다. 다만, 아래채널의 출구측 부근에서 와류가 0.1과 0.3 mm인 경우 보다는 좀더 확연하게 나타나고 있는데 이것은 간극이



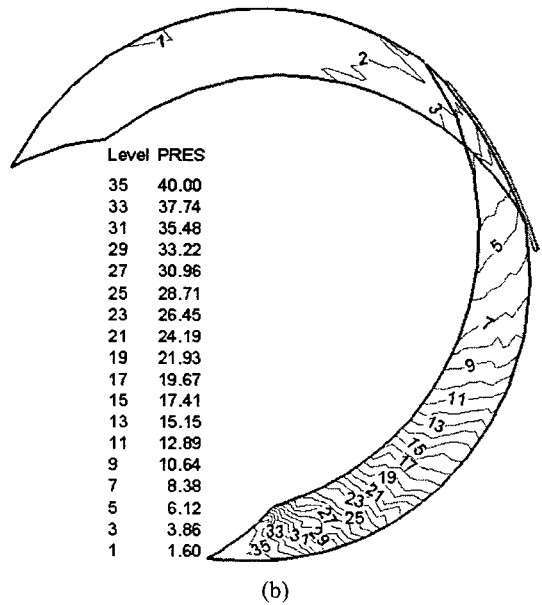
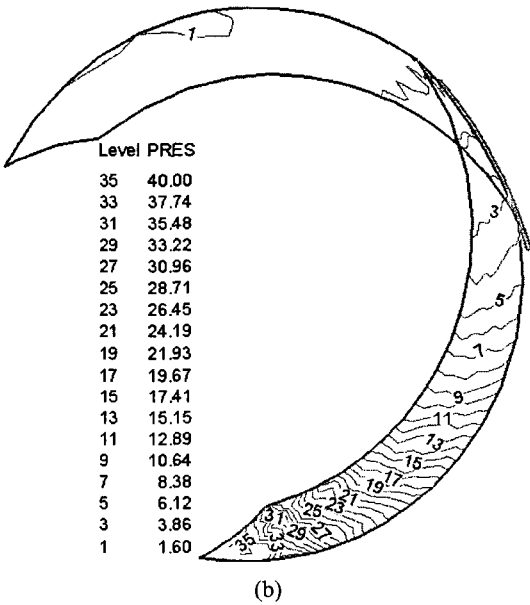
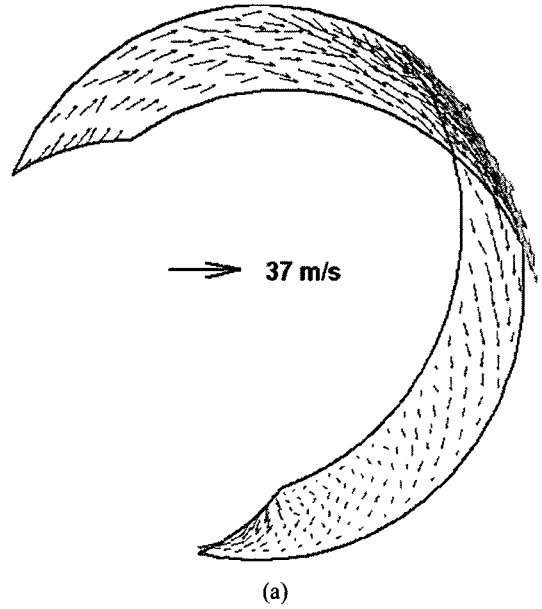
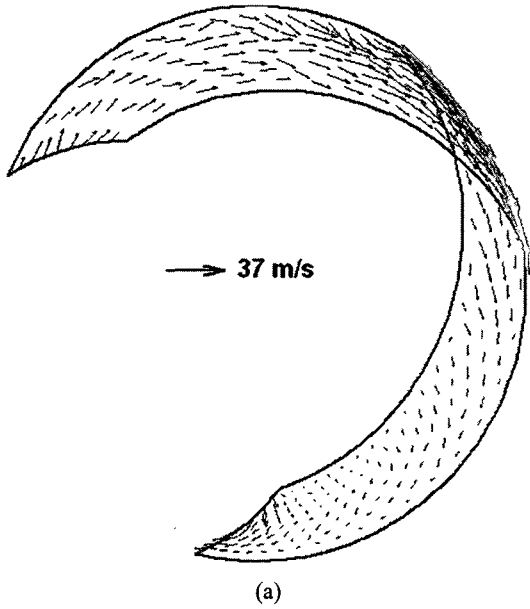


Fig. 12 Flow fields at  $\Delta d = 0.5$  mm : (a) velocity vectors, (b) pressure contours ( $P_2 = 40$  Pa,  $P_1 = 1.6$  Pa,  $h = 2.1$  mm, PRES unit : Pa )

Fig. 13 Flow fields at  $\Delta d = 0.7$  mm : (a) velocity vectors, (b) pressure contours ( $P_2 = 40$  Pa,  $P_1 = 1.6$  Pa,  $h = 2.1$  mm, PRES unit : Pa )

넓어지면서 배출된 분자들 중 일부가 역류하여 생긴 현상으로 판단되어 진다.

유동장내 압력분포는 간극의 크기가 0.1과 0.3

mm인 경우는 배기되는 아래면의 채널에 주로 분포하였지만, Fig. 12(b)와 13(b)에서는 윗 채널에서도 Fig. 10(b)와 11(b)의 아래채널에 형성되었던

압력분포가 일부 보이고 있다. 이는 간극의 크기가 커질수록 유동채널내부 기체분자들의 역류하는 양이 간극이 작을 때보다 많아졌기 때문인 것으로 판단되어진다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 분자천이영역에서의 원판형 드래그펌프의 회전자와 고정자 사이의 수직간극이 성능에 미치는 영향을 수치 해석적으로 살펴보았다. 수직간극이 0.5 mm인 경우에 대하여 실험과 수치해석결과를 비교한 결과, 정량적으로 잘 일치하였으며, DSMC법의 유용성을 확인하였다. 회전자가 한 개로 구성된 원판형 드래그펌프( $d=3$  mm,  $\Delta d=0.5$  mm 인 경우)에 대하여 실험적으로 해석한 결과 최대 압축비는 약 130, 최대 도달진공도는 약  $3.07 \times 10^{-3}$  Pa를 나타내었다.

회전자 채널높이가 3 mm로 고정하고 수직간극의 변화에 대한 성능해석을 수행한 결과 수직간극이 작을수록 최대압축비가 큼을 확인하였다. 원판형 드래그펌프의 최대압축비가 1000이상 얻기 위해서는 회전자와 고정자 사이의 간극을 0.3 mm (간극비  $\Delta d/d=0.1$ ) 이하로 유지해야 한다.

본 연구를 통하여 회전익과 고정익 사이의 수직간극이 원판형 드래그펌프 성능에 미치는 영향이 지대함을 알 수 있었다. 본 연구는 기체분자들이 미세간극 사이로의 역류를 얼마나 적게 설계할 것인가에 대한 판단 및 예측 시 참고 자료로 활용될 것으로 기대한다.

#### 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," *Trans. of the 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.