

## 회전날개주위 분자천이유동에 관한 수치해석적 연구

허중식\* · 김동권\* · 황영규\*\*

(1997년 10월 16일 접수)

### A Numerical Study on the Molecular Transition Flow for the Rotating Blades

J. S. Heo, D. K. Kim and Y. K. Hwang

**Key Words :** Molecular Drag Pump(분자 드래그펌프), Radial MDP(반경류형 MDP), Molecular Transition Flow(분자천이유동), Monte Carlo Method(몬테칼로법), Pumping Speed(펌핑속도)

#### Abstract

Pumping performances of a helical molecular drag pump (MDP) and of a radial MDPs are numerically analyzed by using the direct simulation Monte Carlo (DSMC) method. A helical- and radial-MDP have rotating pumping channels cut on a cylinder and on a disk, respectively. For a helical MDP, the present results agree quantitatively with the previously known numerical results. For radial MDPs, both of the Type 1 (having pumping channels cut on the stationary disk) and of the Type 2 (having pumping channels cut on the rotating disk) are analyzed to predict their performances for various parameters, *i. e.*, the radius of curvature center of the channel wall, the depth of the channel, the clearance between housing and disk, and the rotating speed. The results show that the performance of the Type 2 is superior to that of the Type 1, and that for all types the pumping efficiency decreases as the clearance increases. Also, the radial type MDP has larger leakage losses in the direction of pumping channel than does the helical one.

기 호 설 명	
<p><math>a</math> : 채널의 폭(Fig. 2 참조)</p> <p>A : 면적</p> <p><math>b</math> : 벽면의 중심에서 중심까지의 거리(Fig. 2 참조)</p> <p><math>c</math> : 속도</p> <p><math>c_m</math> : 평균 속도(mean thermal velocity)</p> <p><math>d</math> : 채널의 깊이</p> <p><math>k</math> : 볼츠만 상수(Boltzmann constant)</p>	<p><math>n</math> : 수밀도(number density)</p> <p><math>N</math> : 분자수(number of molecules)</p> <p><math>P</math> : 압력</p> <p><math>Q</math> : 유량(throughput, <math>Pa \cdot l/s</math>)</p> <p><math>R</math> : 기체상수</p> <p><math>S</math> : 펌핑속도(pumping speed, <math>l/s</math>)</p> <p><math>T</math> : 절대온도</p> <p><math>u</math> : 유동장에 유입되는 기체의 평균속도</p> <p><math>U</math> : 날개의 원주방향 속도</p> <p><math>w</math> : 펌핑효율</p> <p><math>l_{yt}</math> : 채널 방향으로의 총길이(Fig. 5 참조)</p>

\*성균관대학교 대학원

\*\*회원, 성균관대학교 기계설계학과

- $l_{ct}$  : 채널 단면에서 부압면, 압력면 사이의 총 길이
- + : 안쪽에서 바깥쪽으로의 펌핑
- : 바깥쪽에서 안쪽으로의 펌핑

그리스문자

- $\alpha$  : 채널의 입구각(Fig. 2 참조)

하첨자

- 1, 2 : 입구, 출구
- x, y, z : 채널의 폭, 길이, 높이 방향 (Fig. 5 참조)

1. 서 론

최근 진공기술은 핵융합로, 입자 가속기, 전자, 반도체, 표면물리학, 분석장치등 첨단기술개발의 핵심요소로서 다양한 분야에서 응용되고 있다. 이러한 진공기술은 미래의 첨단산업을 선도할 극한기술중의 하나로서 현재 선진국들뿐만 아니라 국내에서도 연구 개발이 활발히 진행중이다.

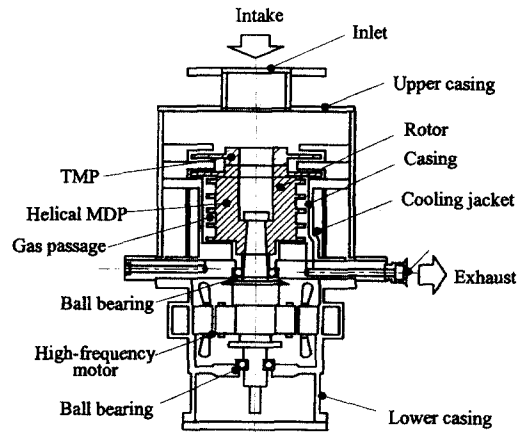
과학 및 각종 산업분야에서의 고진공 이용의 증가와 함께 오염물질이 전혀 없는 깨끗한 진공공간의 필요성이 대두되고 있으며, 진공을 이용한 연구 개발 및 제품의 제조과정시 이러한 고진공·고청정공간의 생성은 매우 필수적인 요소라 할 수 있다. 고진공·고청정 공간을 생성하기 위한 펌프들 중 반도체산업 및 핵융합을 중심으로 많이 이용되고 있는 것이 터보분자펌프(turbomolecular pump, TMP)이다. TMP는 제어가 용이하며, 작동시간이 매우 짧고, 보수 유지가 간편하다는 장점 때문에 특히 반도체 산업에 많이 이용되고 있다.<sup>(1)</sup>

그러나 출구압력이  $0.13Pa$  이상이 되면 압축비(compression ratio) 및 펌핑 속도(pumping speed)가 급격히 감소하게 된다. 따라서 TMP의 출구압력범위가  $13.3Pa$  이상이거나, sputtering, CVD(chemical vapor deposition)등의 응용분야에서와 같이 효과적으로 박막을 형성하기 위하여 비교적 큰 유량(throughput)이 요구되는 경우 기존형식의 TMP 사용이 곤란하게 된다. 이러한 단점을 보완하여 출구압력이  $1.33 \times 10^3 \sim 2.66 \times 10^2 Pa$ 인 영역에서도 높은 펌핑효율을 유지하기 위하여 최근 TMP의 하단부에 원통형의 헬리컬(helical)형상의 흡 또는 Archimedes나 logarithmic 나선흡이 있는 원판형상의 드래그펌프(drag pump)를 부착한 복합

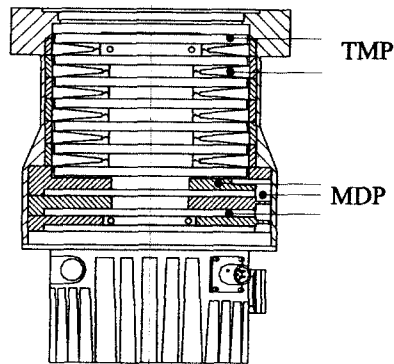
형(compound) 혹은 하이브리드형(hybrid) 펌프가 개발되고 있다.<sup>(2)</sup>

본 연구에서는 Fig. 1(a)에 나타난 복합형 펌프에 부착된 원통형 로터와 (b)에 나타난 하이브리드형 펌프의 하단부에 부착된 원판형상의 드래그펌프를 대상으로 이것의 성능특성을 해석하고자 한다.

기존의 연구로서 Nanbu 등<sup>(3)</sup>은 헬리컬형상의 드래그펌프에 대하여 이론 및 실험적 연구를 하였다. 그들은 출구압력을  $13Pa$ 과  $40Pa$ 로 고정된 다음 로터와 펌프하우징과의 간극 및 입구의 압력변화에 따른 성능을 해석하였다. Panos 등<sup>(4)</sup>은 Gaede가 제안한 유동방정식을 이용하여 헬리컬형상의 드래그펌프에 대하여 자유분자유동(free molecular flow) 및 점성유동인 경우에 대한 배기성능을 이론적으로 해석하였다. Sawada<sup>(5,6)</sup>와 Sawada 등<sup>(7,8)</sup>은 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 slip 영



(a) Helical drag pump



(b) Radial drag pump

Fig. 1 Cross section of a TMP.

역에서의 헬리컬 형상의 드래그펌프에 대한 성능을 해석하였으며, 이를 실험결과와 비교하였다.

Shi 등<sup>(9)</sup>은 원판형태의 드래그펌프에 대하여 이론 및 실험적 연구를 수행하였다. 이들의 연구는 펌프의 출구압력이  $0.13Pa$ 로서 기체분자들간의 충돌을 무시할 수 있는 자유분자유동을 대상으로 하였다.

그러나 위에서 언급한 바와 같이 TMP의 출구압력이  $0.13Pa$  이상인 경우 채널내의 유동은 분자천이영역(molecular transition region)이 되어 펌핑 성능이 급격히 감소하게 된다. 따라서 고~중진공용 하이브리드 펌프의 최적설계를 위해서는 이러한 천이영역에서의 성능해석이 필수적이다.

본 연구에서는 채널내의 기체유동이 분자천이영역에 놓인 경우 DSMC(direct simulation Monte Carlo)법을 이용하여 드래그펌프의 성능을 Nanbu 등<sup>(3)</sup>과 Shi 등<sup>(9)</sup>의 펌프모델을 대상으로 해석하고자 한다. 특히 하이브리드형 펌프를 구성하는 원판형 드래그펌프에 대해서는 지금까지의 연구가 실제 작동영역과는 거리가 먼 자유분자유동을 대상으로 수행된 점을 고려한다면, 본 해석결과로부터 얻어지는 성능향상을 위한 펌프의 설계자료들은 매우 유용할 것이다. 본 논문에서는 원판형 디스크의 형상변수들(펌핑채널의 깊이, 간극, 유로의 형상)과 동적인자(회전수)에 대한 펌핑효율의 변화를 고찰하였으며, 헬리컬 형상과 원판형 드래그 펌프의 누설에 대한 영향을 상호 비교하였다.

## 2. 해석모델 및 수치해석방법

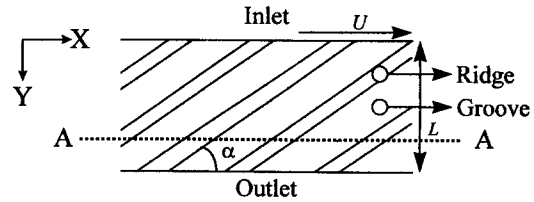
### 2.1 해석모델

원통형(helical type) 펌프는 회전하는 원통에 나선형의 채널이 일정한 간격으로 배열되어 있는 형태이며, 원주방향으로 펼친 그림을 Fig. 2(a)에 나타내었다. 여기서,  $U$ 는 주속도를 나타내며, A-A 단면으로 잘랐을 때 도시된 Fig. 2(b)에서  $a$ 는 채널의 폭,  $b$ 는 로터 중심간 거리,  $d$ 는 채널의 높이,  $\Delta d$ 는 로터와 스테이터간의 간극을 나타낸다.

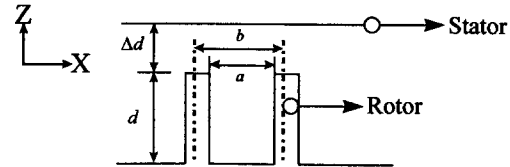
본 연구에서는 간극  $\Delta d$ 가 0.48 mm, 0.88 mm 일 때 유량  $Q(Pa \cdot l/s)$ 와 압력차  $\Delta P(Pa)$ 의 관계 및 채널내부 유동장의 특성에 대하여 해석하였다. 단, 이 경우 로터는 선형적으로 움직이며 반경방향으로 속도의 변화는 없다고 가정하였다(Fig. 2 참조). 드래그펌프는 Gaede의 분자드래그원리

(molecular drag principle)에 따라 움직이는 벽면과 충돌하는 분자들을 출구측으로 유인하여 압축·배기하게 된다. 따라서 효과적인 펌핑을 위해서는 분자들간의 충돌보다는 벽면과의 충돌횟수가 많아져야 하며, 일반적인 상용 원통형 펌프에서는 이를 위해 로터의 높이  $d$ 를 출구측으로 갈수록 작게 하여 분자의 평균자유경로와 비슷한 크기로 만들어지게 된다. 그러나 본 연구에서는 해석을 단순화하기 위하여 높이는 일정하다고 가정하였다. 계산에 사용된 원통형 펌프의 주요 해석변수를 Table 1에 나타내었다.

반경류형 펌프의 형상은 원판위에 나선형 채널이 있는 형태이며(Fig. 3), 로터와 스테이터가 축방향



(a) Pumping channels on the rotating cylinder



(b) Cross-section of A-A

Fig. 2 Illustration of the pumping process of a pumping channel in a three-dimensional model.

Table 1 Data of helical type drag pump.

Gas		Nitrogen
Rotation speed		600 rps
Temperature	$T$	296 K
Diameter of rotor	$D_h$	136 mm
Length	$L$	115 mm
Angle of channel	$a$	$15^\circ$
Width of channel	$a$	50.46 mm
Depth of channel	$d$	4 mm
Clearance	$\Delta d$	0.48 mm, 0.88 mm

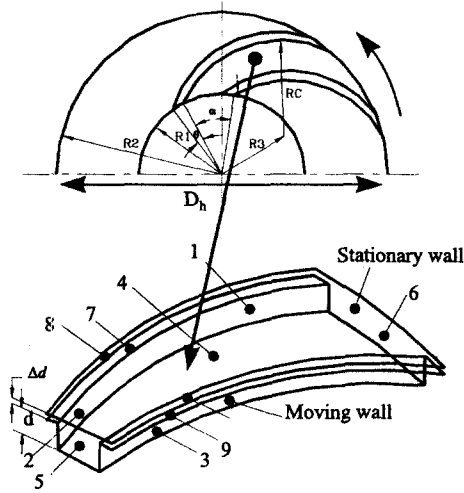
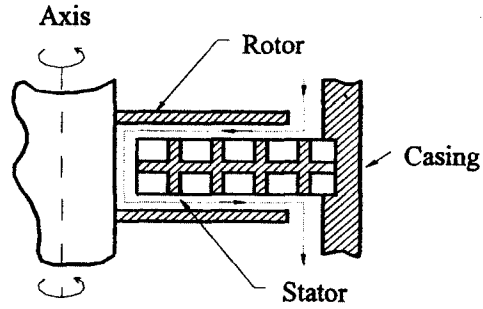
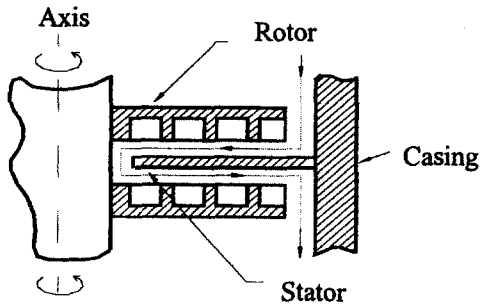


Fig. 3 Illustration of the pumping process of a pumping channel in a three-dimensional model. Surface 1, 3, 4 (bottom), and 7 are in motion and surface 2 is at rest. Surface 5 and 6 correspond to both ends of the pumping channels. Surface 8 and 9 are assumed to handle the leakage of molecules through the leakage channels in the calculation.



(a) Pumping channels on the stationary disk



(b) Pumping channels on the rotating disk

Fig. 4 Theoretical arrangement.

Table 2 Data of radial type drag pump.

Gas		Nitrogen
Rotation speed		400 rps
Temperature	$T$	296 K
Inlet pressure	$P_1$	10 Pa
Inner radius	$R_1$	43 mm
Outer radius	$R_2$	86 mm
Radius	$RC$	56 mm
Radius	$R_3$	39 mm
Depth of channel	$d$	5 mm
Angle	$\alpha$	36°
Radius angler	$\theta$	8.5°
Clearance	$\Delta d$	0.5 mm

으로 교대로 배열되어 있고 각 단은 중심축에 대칭인 형태로 구성되어 있다. 어느 한 단을 해석할 경우 여러 개의 채널이 축을 중심으로 배열되어 있기 때문에 본 연구에서는 한 개의 채널만 해석하였다.

계산에 사용된 반경류형 펌프의 주요 해석변수는 Table 2와 같다. Table 2에서 설정한 값들을 기준으로 하여 로터와 스테이터로 구성된 한 단에 대하여  $\Delta d$ ,  $d$ ,  $rps$ ,  $R_3$ 를 변화시키면서 각 변수에 따른 최대펌핑효율( $w_{max}$ )을 계산하였다. 그루브(groove) 형상은 크게 2가지로 스테이터에 그루브가 있는 경우 (Type 1)와 로터에 그루브가 있는 경우 (Type 2)에 대해 각각 해석하였으며, 각각의 형태에 대하여 유동방향에 따라 반경방향으로 기체가 유출하는 경우 (+rps), 안쪽으로 유입하는 경우 (-rps)로 나누어 계산하였다(Fig. 4 참조).

## 2.2 수치해석 방법

본 연구에서 다루고자 하는 해석영역은  $0.01 < Kn < 100$ 인 저진공에서 중진공영역 까지이며, 이 영역은 비 연속체영역이므로 Navier-Stokes 방정식은 사용될 수 없으며, 기체분자유동은 Boltzmann 방정식에 의해 지배된다. Boltzmann 방정식의 해법에는 많은 종류가 있으며, 본 연구에서는 Bird<sup>(10)</sup>에 의해 개발된 DSMC법을 이용하고자 한다.

본 연구에서는 채널내부의 유동장을 여러 개의 셀(cell)로 나누어 각 셀당 최소한 50개 이상의 분자수를 택하여 계산을 수행하였으며, 충돌모델로서는 강체구 모델(hard sphere model)을 이용하였다. 한편 본 연구에서 사용한 해석모델은 3차원 형상이기 때문에 로터와 스테이터간의 틈새  $\Delta d$ 로 분자들의 누출(leakage)을 고려하였다.

수치해의 안정성 및 정확성에 영향을 미치는 중요한 인자들 중 본 연구에서는 계산공간내의 셀수를 중심으로 수치해의 안정성을 검토하였다. 셀 1000개, 1600회 추출에 대하여 펜티엄 100Mhz인 컴퓨터에서 계산 수행시 CPU 시간이 평균 12시간 정도 소요되며 메모리는 약 20 Mbyte 정도 필요하였다. 수치계산상의 효율을 증가시키기 위해서는 셀의 수를 적절히 조정하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 입·출구의 압력을 고려하여 셀의 크기를 결정하였다. 즉 출구측의 압력이 입구에 비해 매우 높기 때문에 출구측 셀의 크기를 입구에 비해 작게 하였다. 계산영역내 기체의 온도( $T$ )는 일정하다고 가정하였으며, 입·출구에서의 분자 수밀도( $n_{1,2}$ )는 다음 식 (1)에 의해 입·출구의 압력( $P_{1,2}$ )으로 부터 구하였다.

$$n_{1,2} = P_{1,2} / kT \quad (1)$$

셀수를 294, 420, 630개로 변화시키면서 계산한 결과가 Table 3에 제시되어 있다. 표에서 보듯이 셀수를 420개에서 630개로 증가시킬 경우 계산오차는 약 0.37%이며, 입·출구의 압력조건에 따라서 400~800개 정도를 선택하였다. 계산에 사용된 격자계는 Fig. 5(a)-(b)에 제시하였으며, 각각 Fig. 5(a)는 원통형펌프, Fig. 5(b)는 반경류형펌프의 펌핑채널에 대한 계산격자를 나타낸다. 각 셀에 가능한 일정한 분자수를 유지하는 것이 계산상 효율적이기 때문에 각 셀간의 압력을 고려하여 셀의 크기를 결정해야 하며, 펌프출구측의 압력이 상대적으로 입구측보다는 높으므로 출구측 셀의 크기를

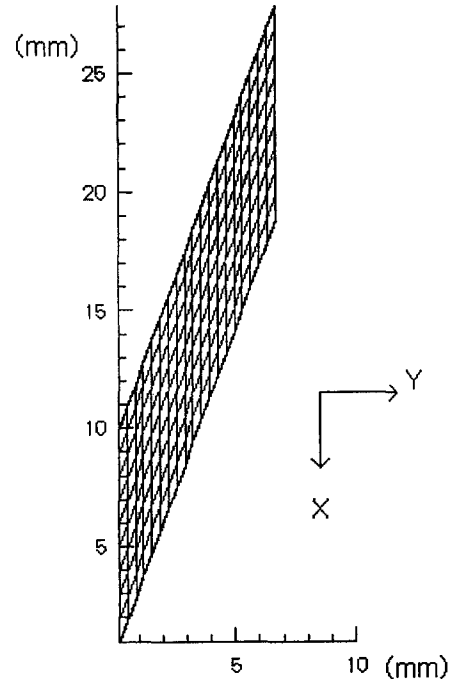
**Table 3** Effect of cell size on the numerical results (Type 2, + rps).

No. of Cell	$w_{\max}$	$S_{\max} (l/s)$	$Q_{\max} (Pa \cdot l/s)$
294	0.267	42.95	429.5
420	0.270	43.33	433.3
630	0.271	43.60	436.0

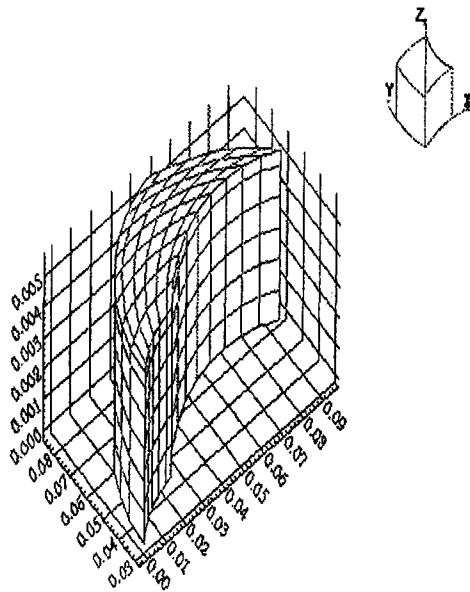
보다 작게하여 계산하였다.

#### 분자의 자유운동

3차원 격자계인 경우 각 셀로 이동하는 분자의 위치를 정확하게 결정하는 것은 매우 중요하며, 본



**Fig. 5(a)** Computational cells of helical type.



**Fig. 5(b)** Computational cells of radial type.

연구에서는 Dietrich<sup>(11)</sup>가 제안한 방법을 이용하였다. 시간  $\Delta t$  동안 기체분자는 주어진 속도로 이동하며, 셀 경계면과의 충돌시간을 계산하여 충돌시간이  $\Delta t$ 보다 크면 분자들은 셀내부에서만 이동하고 그 외의 경우에는 인접한 셀로의 이동, 벽면과의 충돌, 입·출구 및 간극으로의 유출로 간주하였다.

#### 입구와 출구를 통한 기체 분자의 유입

기체분자들은 개방된 경계면을 통하여 유·출입되며, 입구측 및 출구측에서 유입되는 분자수 ( $N_{1,2}$ )는 다음 식 (2)를 이용하여 계산하였다.<sup>(3)</sup>

$$N_{1,2} = A_{1,2} N_0 \sqrt{\frac{RT}{2\pi}} K(s_{1,2}) \Delta t \quad (2)$$

여기서,  $A_{1,2}$ 는 입·출구의 면적,  $N_0$ 는 입구측에서 기준체적 ( $=1\text{mm}^3$ ) 내에 있는 기체분자수를 각각 나타내며,  $K(s_{1,2})$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$K(s_{1,2}) = \exp(-s_{1,2}^2 \pm \sqrt{\pi} s_{1,2} (1 \pm \text{erf}(s_{1,2}))) \quad (3)$$

여기서,  $s_{1,2}$ 는 입·출구의 평균속도( $u_1, u_2$ )를  $\sqrt{2RT}$ 로 나눈 값이며,  $\text{erf}$ 는 오차함수(error function)를 나타낸다.

#### 펌핑속도(pumping speed)의 계산

정상상태 유동에 도달된 후 입구측에서 유입되어 출구측으로 유출되는 분자수를  $N_{12}$ , 출구측에서 유입되어 입구측으로 유출되는 분자수를  $N_{21}$ 이라고 하면 펌핑속도효율  $w$ 는 다음과 같다.

$$w = \frac{N_{12} - N_{21}}{N_{inlet}} \quad (4)$$

여기서,  $N_{inlet}$ 은 입구에서 유입되는 분자수를 나타낸다. 펌핑속도  $S(l/s)$ 와 유량  $Q(Pa \cdot l/s)$ 는 다음과 같다.

$$S = w \cdot A \cdot \left(\frac{1}{4} c_m\right) \cdot K(s_1) \quad (l/s) \quad (5)$$

$$Q = P_1 \cdot S \quad (Pa \cdot l/s) \quad (6)$$

여기서,  $c_m$ 은 평균분자속도(mean thermal speed)를 나타낸다.

### 3. 수치해석결과

#### 3.1 수치해석결과

본 연구에서는 복합형 펌프에 부착된 원통형 및

하이브리드 펌프에 부착된 반경류형의 드래그펌프에 대한 천이영역에서의 성능을 DSMC법을 이용하여 해석하였으며 각각의 성능곡선을 구하였다.

#### 3.1.1 원통형(helical type)

회전수  $600\text{ rps}$ , 출구압력( $P_2$ )이  $40\text{ Pa}$ 일 때, 로터와 스테이터사이의 간극( $\Delta d$ )이  $0.48\text{ mm}$ ,  $0.88\text{ mm}$ 인 경우에 대하여 각각 성능곡선을 구하였다. 입구압력( $P_1$ )이  $15.5\text{ Pa}$ , 간극이  $0.48\text{ mm}$ 일 때  $y$ 방향으로의 평균 압력분포를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 보듯이 채널내부로 유입된 기체는 입구측에서 약간의 압력상승이 있으며, 이 후 출구측에 도달되기 전까지 압력상승은 거의 나타나지 않는다. 대부분의 압력상승은 출구측에서 발생함을 볼 수 있으며, 이것은 채널의 길이에 비해 채널의 깊이와 폭이 좁아서 역류가 발생하기 어려운 구조이기 때문이다.

채널내부( $0 < z < d$ )에서 부압면(suction surface)으로 부터 압력면(pressure surface)으로의 압력분포를 Fig. 7에 나타내었다. 채널내  $x$ 방향의 계산결

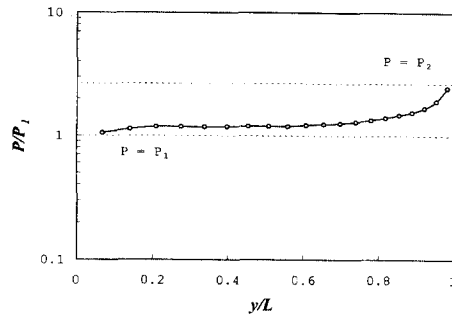


Fig. 6 The variation of  $P/P_1$  as a function of  $y/L$  at  $P_1=15.5\text{ Pa}$  and  $P_2=40\text{ Pa}$ .

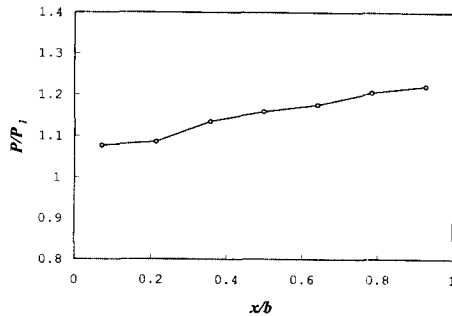


Fig. 7 The variation of  $P/P_1$  as a function of  $x/b$  at  $P_1=15.5\text{ Pa}$  and  $P_2=40\text{ Pa}$ .

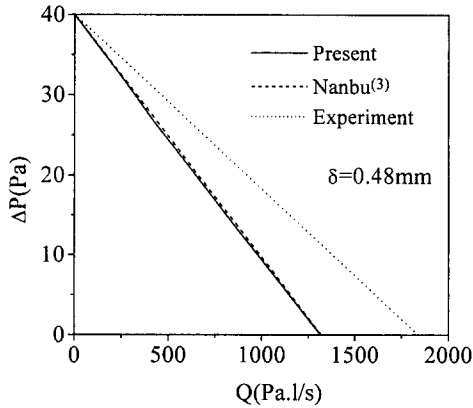


Fig. 8 Relationship between  $Q$  and  $\Delta P$  at  $P_2=40$  Pa and  $\Delta d=0.48$  mm.

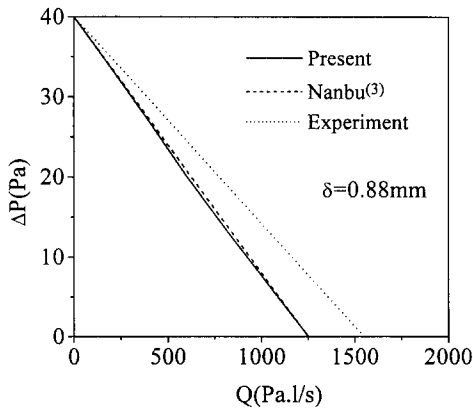


Fig. 9 Relationship between  $Q$  and  $\Delta P$  at  $P_2=40$  Pa and  $\Delta d=0.88$  mm.

자점이 충분하지 않아 매끄러운 곡선을 보이지는 않지만, 로터의 회전으로 인해 발생하는 양쪽면의 압력차에 의해 간극을 통한 누설유동이 발생할 것임을 충분히 예측할 수 있다.

고정된 출구압( $P_2=40$  Pa)에 대하여 간극이 0.48 mm, 0.88 mm일 때 유량  $Q$ 와 입·출구의 압력차  $\Delta P$ 에 대한 성능곡선을 Figs. 8~9에 나타내었다. 그림에서 보듯이 입구압력이 증가함에 따라  $Q$ 는 선형적으로 증가하며, Nanbu 등<sup>(3)</sup>의 수치해석 결과와 거의 일치함을 볼 수 있다. 또한 입구압력이 40 Pa인 경우에도 펌핑속도  $S$ 의 감소는 보이지 않으며 (Fig. 10 참조), 이것은 TMP 하단부에 원통형의 드래그펌프를 부착시킴으로써 중진공영역까지도 펌핑속도를 높게 유지할 수 있음을 보여준다. 계산에서 얻은  $Q$ 가  $\Delta P \approx 0$ 일 때 25% 정도 실험치

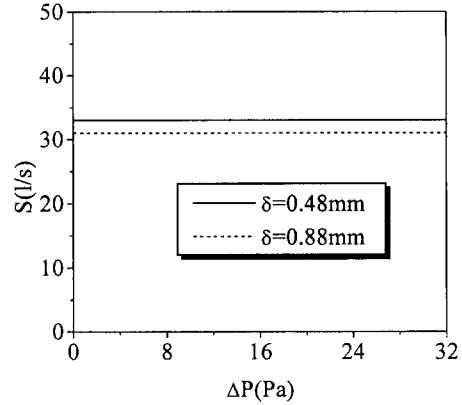


Fig. 10 The variation of  $S$  as a function of  $\Delta P$  at  $P_2=40$  Pa.

보다 작게 나타나며, 앞서 언급하였듯이 이것은 본 연구에서는 로터의 높이  $d$ 를 일정하다고 가정하였지만 실제로는 출구측으로 갈수록  $d$ 의 값이 압축비를 크게하기 위하여 작아지기 때문이라고 판단된다.

또한 그림에서  $\Delta d=0.88$  mm일 때  $Q$ 는  $\Delta d=0.48$  mm인 경우에 비해 최대 약 7% 정도 감소한다. 이것은 간극을 통하여 인접한 저압측 그루브로 역류하는 분자수가 많다는 것을 의미하며, 간극이 작을수록 역류하는 분자수는 적어진다. 그러나 본 연구의 경우 회전수가 600 rps로서 로터의 최대속도는 256 m/s 정도가 된다. 따라서 중~저진공 영역에서 작동시  $\Delta d$ 가 너무 작게 되면 이 때 발생한 마찰열로 인하여 열팽창이 발생하게 되며 그 결과 로터와 케이싱이 접촉할 위험이 있다. 그러므로 로터의 설계시  $\Delta d$ 의 선택은 매우 중요하다.

### 3.1.2. 반경류형(radial type)

회전수( $rps$ ), 채널의 길이( $d$ ), 간극( $\Delta d$ ), 원의 반경( $R3$ )변화에 대하여 각각의 성능곡선을 구하였다.

입구측 압력이 10 Pa, 출구측 압력이 30 Pa 일 때의 펌핑채널 방향으로의 압력분포를 Type 1, 2에 대하여 Fig. 11에 나타내었다. 그림에서  $l_{gr}$ 는 펌핑채널 방향으로의 총길이를 의미한다. 그림에서 보듯이 원통형의 경우에는 (Fig. 6 참조) 출구부근에서 압력이 급격히 상승되는 것에 비해 반경류형의 경우는 비교적 완만히 증가하는 경향을 보여준다. 이것은 채널의 길이에 비해 폭과 깊이가 상대

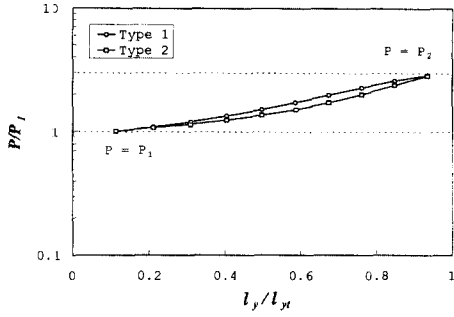


Fig. 11 The variation of  $P/P_1$  as a function of  $l_y/l_{yt}$  at  $P_1=10Pa$  and  $P_2=30Pa$ .

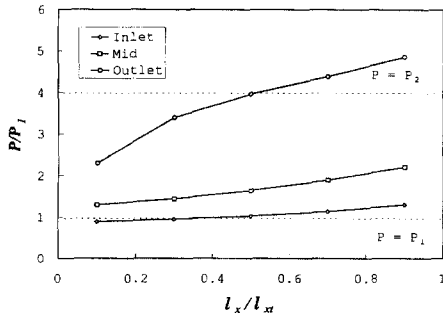


Fig. 12 The variation of  $P/P_1$  as a function of  $l_x/l_{xt}$  at  $P_1=10Pa$  and  $P_2=40Pa$ .

적으로 크기 때문인 것으로 판단된다. 또한 Fig. 11에서 Type 1과 Type 2를 비교해 보면 Type 1에 비해 Type 2의 압력변화율이 출구측 부근에서 더 크게 변함을 알 수 있다. 여기에서 출구측의 압력 변화율이 더 크다는 것은 상대적으로 역류가 발생하기 어려운 구조임을 의미하며, 이것은 Type 1의 경우 스테이터에 채널이 형성되어 있어 주로 드래그효과만을 갖고 있는 반면, Type 2의 경우에는 로터에 채널이 형성되어 있어 드래그효과 뿐만 아니라 날개로 분자들을 쳐서 채널방향으로 인도하는 TMP 효과를 동시에 갖기 때문이라고 판단된다.

펌핑채널의 입구, 중간 및 출구면에서 부압면으로부터 압력면으로의 압력분포를 Fig. 12에 나타내었다. 그림에서  $l_x$ 는 각 단면에서의 부압면으로부터 압력면까지의 총길이를 의미한다. 입구에서 출구로 갈수록 반경방향으로의 압력구배가 커짐을 볼 수 있으며, 출구측 부근에서 이웃한 채널로의 원주방향 누설유동이 커질 것이라고 예상을 할 수 있다. 또한 채널이 반경방향으로 놓여 있어서 출구 쪽으로 갈수록 로터의 주속도가 커지기 때문에 원

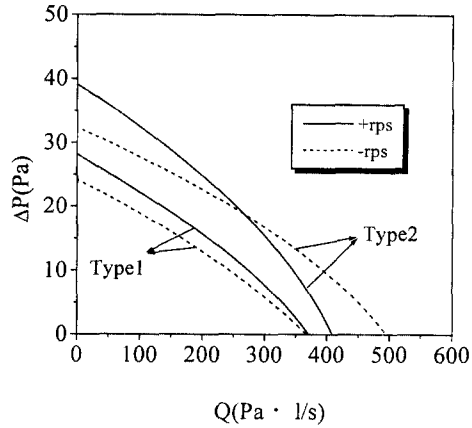


Fig. 13 Relationship between  $Q$  and  $\Delta P$  at  $P_1=10Pa$ .

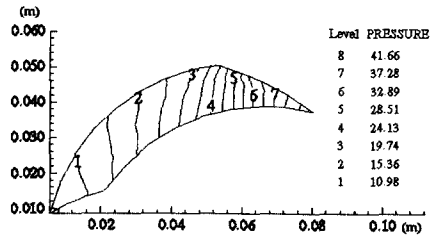


Fig. 14 Pressure distributions of the pumping channel at  $P_1=10Pa$  and  $P_2=40Pa$ .

통형의 드래그펌프와 비교했을 경우 상대적으로 누설에 의한 손실이 커질 것이라고 판단된다.

Fig. 13은 입구압력  $P_1=10Pa$ 에 대한 유량과 압력차의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 Type 2가 Type 1 보다 같은 압력차에 대하여 더 큰 유량을 낼 수 있음을 확인할 수 있다. 성능곡선은 비선형적인 관계를 나타내며 이것은 원통형과는 달리  $\Delta P$ 에 따라서 펌핑속도  $S$ 가 변한다는 것을 의미한다. Type 2인 경우 출구압력이  $28.5Pa$  ( $\Delta P=18.5$ )보다 작아지게 되면 오히려  $-rps$ 의 성능이 더 좋아지게 되는 현상이 나타난다.

입구압력이  $10Pa$ , 출구압력이  $40Pa$  일 때 그루브가 로터에 부착된 형태인 Type 2 (+rps)에 대한 펌핑채널 내부의 압력분포를 Fig. 14에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 압력구배가 출구측으로 갈수록 증가함을 볼 수 있으며, 이것은 Fig. 11에서 이미 확인된 바 있다.

간극과 최대펌핑효율( $w_{max}$ )의 관계를 Fig. 15에 나타내었다. 간극이 커질수록 최대펌핑효율은 감소



하며, +rps인 경우 -rps 보다 완만히 감소하고 있음을 알 수 있다. 원통형에서도 이미 언급하였듯이 간극을 좁게 할수록 펌핑효율은 증가하지만 로터의 회전수가 400~800 rps일 경우 날개 팁 (tip)의 속도는 216~432 m/s 정도로 매우 고속이기 때문에 분자들과의 마찰에 의해 많은 열이 발생하게 된다. 이로 인하여 열팽창이 수반되며 결국 로터와 스테이타가 접촉할 위험이 있다. 그러므로 로터를 설계할 때 효과적인 간극의 크기를 선택하는 것은 매우 중요하다고 할 수 있다.

채널의 깊이에 따른 최대펌핑효율의 변화를 Fig. 16에 나타내었다. +rps의 경우 Type 1은  $d \approx 8$  mm까지의 효율이 증가하다가 이후 감소하는 경향을 보여주며, Type 2의 경우에는  $d \approx 10$  mm까지 효율이 증가하다가 이후 감소하는 경향을 보여준

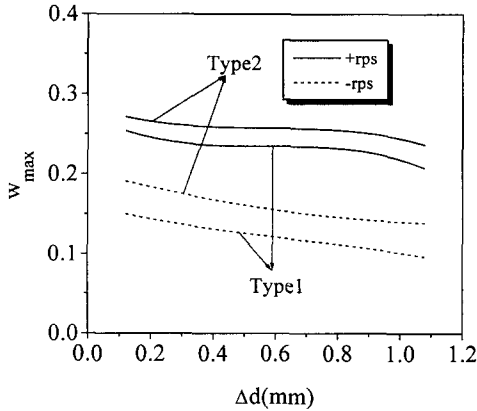


Fig. 15 The variation of  $w_{max}$  as a function of  $\Delta d$  at  $P_1 = P_2 = 10 Pa$ .

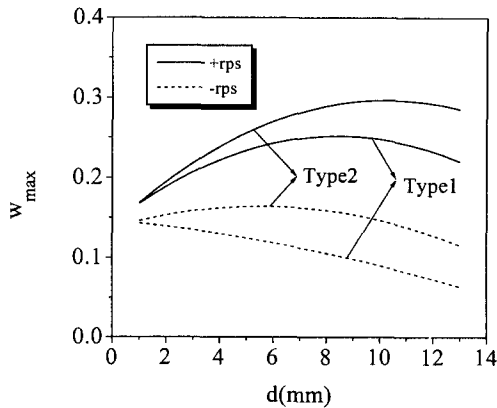


Fig. 16 The variation of  $w_{max}$  as a function of  $d$  at  $P_1 = P_2 = 10 Pa$ .

다. 그루브가 로터에 부착된 형태인 Type 2는 드래그효과와 TMP 효과에 의해 펌핑효율이 Type 1 보다는 크며, 상대적으로 Type 1 보다 채널깊이를 크게 하여도 역류에 의한 손실없이 효율을 증가시킬 수 있음을 알 수 있다.

반경방향으로 유입하는 -rps인 경우에 Type 1은 깊이의 증가에 따라 효율이 계속 감소한다. 반면 Type 2의 경우 5 mm 정도까지는 상승하다가 이후 감소하는 경향을 보이지만 Type 1에 비해 감소율이 작음을 알 수 있다. 최대효율지점에서의 채널깊이로 부터 Type 2의 날개설계시 유입측에서의 깊이는 작게 ( $\approx 5$  mm), 유출측에서의 깊이는 크게 ( $\approx 10$  mm)하는 것이 효율면에서 유리하다는 것을 예측할 수 있다.

회전수에 대한 최대유량의 관계를 Fig. 17에 나타내었다. 회전수를 140 rps에서 860 rps로 증가시킬 경우 전체적으로 펌핑효율은 증가함을 알 수 있다.

채널벽면호의 곡률중심이 이루는 원의 반경 ( $R_3$ )의 변화에 따른 최대펌핑효율의 변화를 Fig. 18에 나타내었다. 그림에서 보듯이 최대의 효율을 나타내는  $R_3$ 가 존재함을 알 수 있으며, 유출채널 (즉, +rps인 경우)인 경우  $R_3 \approx 48$  mm에서, 유입채널 (즉, -rps인 경우)인 경우  $R_3 \approx 43$  mm에서 최대의 펌핑효율을 나타낸다. 다른 기하학적 변수들이 고정되어 있을 때  $R_3$ 가 증가한다는 것은 Fig. 3에서 알 수 있듯이 펌핑채널의 길이가 감소한다는 것을 의미한다. 따라서 이것으로부터 원판의 크기 (Fig. 3에서 반경  $R_1$  및  $R_2$ )가 고정되어 있는 경

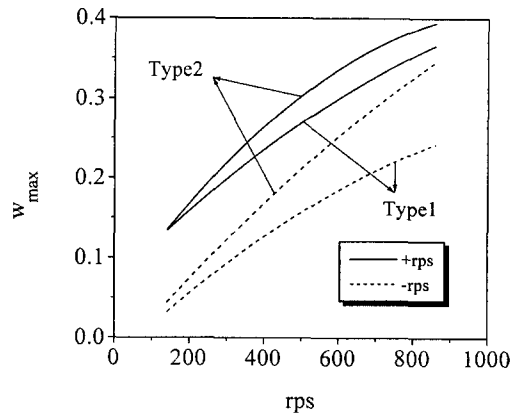


Fig. 17 The variation of  $w_{max}$  as a function of  $rps$  at  $P_1 = P_2 = 10 Pa$ .

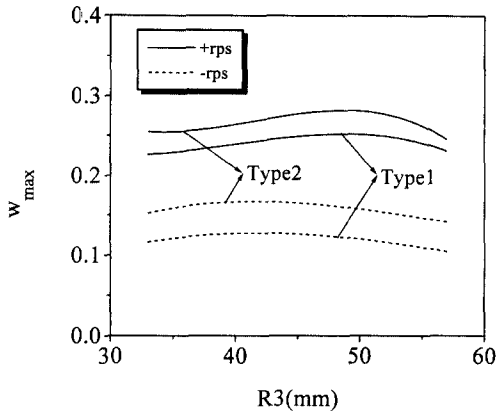


Fig. 18 The variation of  $w_{\max}$  as a function of  $R3$  at  $P_1 = P_2 = 10 Pa$ .

우 유입채널의 길이를 유출채널보다 더 길게 해주는 것이 효과적임을 예측할 수 있다.

### 3.2 수치해석결과에 대한 고찰

원통형의 경우 본 연구결과는 기존의 수치해석 결과와 정량적으로 거의 일치하였으며, 실험결과와는 약 25% 정도 낮게 예측되었다(Figs. 8~9 참조). 이것은 실제 상용화된 펌프의 경우 입구측에서는 펌핑속도를 증가시키고 출구측에서는 압축비를 크게 하기 위하여 펌핑채널의 깊이  $d$ 를 변화시키는 것에 반해 본 해석모델에서는  $d$ 를 일정하게 놓았기 때문인 것으로 판단된다. 한편 입구압력이  $8 Pa$ 인 영역까지도 펌핑속도는 일정하게 유지되며, 이로부터 TMP 하단부에 원통형의 드래그펌프를 부착함으로써 중진공 영역까지도 높은 펌핑속도를 유지할 수 있음을 알 수 있다(Fig. 10 참조).

일반적으로 간극을 통한 누설은 펌프의 성능에 매우 큰 영향을 미치게 되며, 이러한 누설에는 펌핑방향으로의 고압측에서 저압측으로의 누설 ( $-Y$  방향, Fig. 2)과 로터가 회전하는 반대방향으로의 누설 ( $-X$  방향, Fig. 2)이 있다. 우선  $-X$  방향으로의 누설은 로터의 회전에 의한 회전방향으로의 압력차에 기인하는 것으로서 본 연구결과에서도 볼 수 있듯이 이러한 압력차를 최대한 줄여줌으로써 간극을 통한 누설을 방지할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서 로터의 펌핑채널의 수를 증가시킴으로써 로터내부의 압력차를 줄여줄 것으로 사료되며, 이후 연구에서는 효과적인 펌핑채널의 수에 관한 연구를 통하여 누설을 감소시킬 수 있는 방안

에 모색이 요구된다. 또한  $-Y$  방향으로의 누설에 관해서는 Fig. 6으로부터 대부분의 압력상승을 출구측에 위치시킴으로써 채널내부에서의 누설을 방지하는 것이 효율상승 측면에서 유리할 것이라 판단된다. 이에 대해서는 실제 상용화된 펌프에서와 같이 펌핑방향으로의 로터높이  $d$ 를 효과적으로 변화시키는 것에 대한 연구가 이후 검토해 볼 만하다.

반경류형의 경우 원통형 드래그펌프의 연구결과와 비교했을 때 반경류형이 상대적으로 누설에 의한 손실이 커짐을 알 수 있다. 이것은 로터내부의 압력분포로부터 예측할 수 있다(Figs. 11~12). 대부분의 압력상승이 출구측에서 발생하는 원통형에 대해 반경류형은 압력상승의 추세가 비교적 완만하게 변화함을 볼 수 있으며, 반경방향으로의 누설유동이 커질 것이라 판단된다. 또한 원주방향으로의 누설도 출구측으로 갈수록 주속도의 증가로 인하여 더욱 심해짐을 확인할 수 있다.

유량  $Q$ 와  $\Delta P$ 의 관계를 나타내는 성능곡선에서는 원통형인 경우와는 다르게 반경류인 경우 비선형적인 관계가 있음을 알 수 있다(Fig. 13 참조). 펌핑효율은  $\Delta d$ 가 증가함에 따라 감소하는 경향을 나타내었으며, 최대의 펌핑효율을 나타내는 채널깊이  $d$  및  $R3$ 가 존재함을 확인하였다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 복합형펌프에 부착된 원통형 및 하이브리드형 펌프에 부착된 반경류형 드래그펌프에 대한 분자천이영역에서의 성능을 수치해법인 DSMC법을 이용하여 해석하였다.

원통형 드래그펌프에 대한 기존의 수치해석결과와 비교하여 본 해석의 타당성을 검증하였으며, 반경류형의 경우 Type 2(로터에 그루브가 부착된 형태)가 Type 1(스테이터에 그루브가 부착된 형태)보다 펌핑성능이 우수함을 알 수 있었다. 또한 원통형보다는 반경류형의 펌프가 간극( $\Delta d$ )을 통한 기체분자의 누설로 인하여 펌프의 성능저하가 더욱 크다는 것을 볼 수 있었다.

반경류형 펌핑채널의 설계시 유입채널 ( $-rps$ )보다는 유출채널 ( $+rps$ )의 깊이를 크게 해주는 것이 효율상승면에서 유리하며, 원판의 크기 ( $R1$  및  $R2$ )가 고정되어 있을 때는 유입측의 펌핑채널을 유출측보다 길게 해주는 것이 효율면에서 유리함을

확인하였다.

### 참고문헌

- (1) Hablani, M. H., 1990, *High-Vacuum Technology (A Practical Guide)*, Marcel Dekker, Inc.
- (2) Hablani, M. H., 1994, In *Vacuum Science and Technology : Pioneers of 20th Century*, edited by P. A. Redhead (AIP, New York), pp. 126~132.
- (3) Nanbu, K., Kubota, H., Igarashi, S., Urano, C. and Enosawa, H., 1991, "Performance of Spiral Grooves on a Rotor of Turbomolecular Pump," *Trans. JSME*, Vol. 57, pp. 172~177.
- (4) Panos, C. N., Antoniou, A. G., and Valamontes, S. E., 1994, "The Helicoid Multi-Groove Vacuum Pump in Both Viscous and Molecular States," *Vacuum*, Vol. 45, No. 8, pp. 841~847.
- (5) Sawada, T., 1979, "Vacuum Sealing with a Spiral Grooved Gas Dynamic Seal," *Bull. JSME*, Vol. 22, No. 169, pp. 974~981.
- (6) Sawada, T., 1993, "Improvement in the Performance of Spiral Grooved Visco-Vacuum Pumps in the Coarse Vacuum Region", *Vacuum*, Vol. 44, No. 5-7, pp. 689~692.
- (7) Sawada, T. and Nakamura, M., 1986, "Spiral Grooved Visco-Vacuum Pump," *Bull. JSME*, Vol. 29, No. 252, pp. 1770~1774.
- (8) Sawada, T. and Nakamura, M., 1990, "Spiral Grooved Visco-Vacuum Pumps with Various Groove Shapes," *Vacuum*, Vol. 41, No. 7-9, pp. 1833~1836.
- (9) Shi, L., Wang, X., Zhu, Y. and Pang, S., 1993, "Design of Disk Molecular Pumps for Hybrid Molecular Pumps," *J. Vac. Sci. Technol.*, Vol. 11, No. 2, pp. 426~431.
- (10) Bird, G. A., 1976, *Molecular Gas Dynamics*, Clarendon Press, Oxford.
- (11) Dietrich, S., 1991, "Efficient Computation of Particle Movement in 3-D DSMC Calculations on Structured Body-Fitted Grids," In *Rarefied gas dynamics* (ed. E. Beylich), Aachen, Germany, pp. 745~752.