

터보분자펌프 역류특성의 준정량적 평가

인상렬 · 박미영

한국원자력연구소
(2000년 6월 2일 접수)

Quasi-quantitative estimation on backstreaming characteristics of a turbomolecular pump

S. R. In and M. Y. Park

Korea Atomic Energy Research Institute
(Received June 2, 2000)

요 약 - 터보분자펌프의 배기성능은 회전자가 돌고 있을 때 순방향과 역방향으로의 배기속도(통과확률×입구 컨덕턴스) 및 두 방향으로의 기체 유량(배기속도×입구 압력)의 상호관계에 의해 영향을 받는다. 펌프의 성능을 나타내는 가장 중요한 항목인 배기속도는 순유량, 즉 반대 방향으로의 유량의 차이를 흡기구 압력으로 나누어준 것이며, 최대압축비는 순방향 배기속도를 역방향 배기속도로 나누어준 것이다. 이들 방향성 고유특성은 서로 영향을 미치고 있으며 양쪽 입구 압력 모두의 함수이므로 관련 요소들을 서로 구분하기가 힘들지만 배기속도와 최대압축비의 측정결과를 잘 분석하면 준정량적인 해석이 가능하다.

Abstract - Pumping characteristics of a turbomolecular pump are influenced by interrelations of the downstream and upstream pumping speeds (transmission probability×aperture conductance), and of gas flow rates (pumping speed×entrance pressure) in two directions. The pumping speed, one of the most important items characterized the performance of a pump, is given by dividing the net flow rate, that is, the difference between the counter flow rates by the pressure at the pumping port. The maximum compression ratio is defined as the ratio of the downstream pumping speed to the upstream one. Because these directional characteristics affect each other and are functions of the pressures of both sides, it is difficult to distinguish the relevant factors. However, quasi-quantitative analyses on them can be done if considering carefully the results of measuring the pumping speed and the maximum compression ratio.

1. 서 론

터보분자펌프(turbomolecular pump, TMP)는 실험실이나 산업 현장에서 가장 널리 사용되고 있는 초고진공용 펌프다. 사용하는 조건에 따라 원하는 성능을 발휘하기 위해 다양한 형태의 것들이 개발되어 있지만 기본적인 원리는 동일하다. TMP는 수만 rpm의 고속으로 회전하는 원판에 붙어있는 날개로 기체분자들에 운동량을 전달하여 기체를 배기구 쪽으로 압축한다. 고진공 펌프가 대개 그렇듯이 압력이 낮아 기체분자의 평균자유행정이 날개 간격보다 길 때는 이런 배기성능이 잘 발휘되지만 압력이 높아지면 기체분자들끼리의 충돌에 의해 역류하는 양이 늘어나고 배기작용이 저하되는 것

을 피할 수 없다. 고진공 펌프의 작동압력 영역은 결국 역류량에 의해서 결정된다.

TMP는 과거 초고진공 영역의 주펌프로 사용되면서 최대배기량(maximum throughput)보다 아주 낮은 유량을 처리하고 흡기구 압력이 10^{-3} mbar 이하의 범위에서 작동하는 것이 일반적이었다. 요즘은 청정 분위기이면서도 대유량의 진공 시스템이 많이 사용되면서 TMP는 중진공 영역에서도 정상적으로 작동하도록 요구받고 있다. 이런 목적에 맞도록 개발된 것이 TMP에 드래그(drag) 단을 덧붙인 복합분자펌프(compound molecular pump, CMP)로 이런 종류의 펌프는 흡기구 압력과 배기구 압력이 수 mbar일 때도 작동이 가능하다. 드래그 단이 없는 표준 TMP라도 흡기구 및 배기구 압력이 1

mbar 내외까지 작동 범위가 넓어져 있다.

이 실험은 우선 표준 TMP를 가지고 규격을 [1, 2] 준용하여 배기속도와 최대압축비를 측정하고 그 측정결과로부터 작동압력 영역에 따라 역류량이 어떻게 변화하는가를 준정량적으로 분석하려는 데 목적이 있다. 이런 과정을 통해 얻은 정보로부터 사용하고 있는 펌프의 작동압력 영역과 최대배기량을 파악할 수 있고 보조펌프의 크기 등 배기계 설계의 기본 파라미터도 정할 수 있을 것이다. 같은 개념을 추후 CMP에도 적용하여 두 펌프가 나타내는 배기특성의 차이를 좀더 세밀히 비교해 보는 것이 다음 실험목표다.

2. 터보분자펌프의 배기 원리

터보분자펌프의 회전자는 날개열이 비스듬히 붙어있는 여러 겹의 원판이 형태는 같지만 날개열의 각도가 반대로 되어 있는 고정 원판 사이에서 고속으로 회전하는 구조로 되어 있다. 그림 1과 같이 구성된 TMP 성능시험장치에서 흡기구 압력이 P_1 , 배기구 압력이 P_2 , 배기속도가 S 이고 배기구에 연결된 보조펌프(backing pump)의 배기속도가 S_v , 흡기단에서의 유량이 Q_1 , 배기단에서의 외부 유량이 Q_2 일 때 입자 평형식은 다음과 같이 표현된다.

$$P_1 S = P_1 S_0 - P_2 S_b = P_2 S_v - Q_2 = Q_1 \quad (1)$$

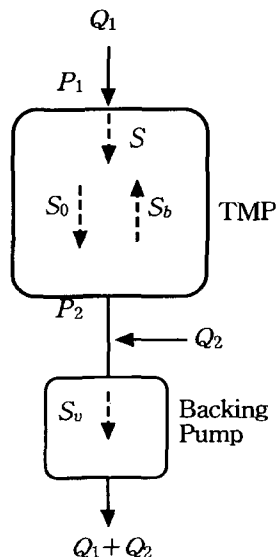


그림 1. Schematic diagram of the TMP test system.

이때 S_0 는 기체분자의 순방향 통과확률(transmission probability, 입구에 입사한 입자 중 되돌아오지 않고 반대쪽 입구에 도달하는 입자의 비율)에 흡기구의 오리피스 컨덕턴스를 곱한 값으로 TMP의 고유 배기속도이자 이론적 최대배기속도다. S_b 는 역류속도(backstreaming speed)로 역방향 통과확률(역류확률)에 배기구의 오리피스 컨덕턴스를 곱한 것이다. P_2/P_1 를 압축비 K 로 정의하면 $S=0(Q_1=0)$ 일 때 K 는 S_0/S_b 로 가장 큰 값이 되며 이를 최대압축비 K_m 이라 부른다. 즉 K 와 K_m 은 다음과 같이 구해진다.

$$K = \frac{P_2}{P_1} = \frac{S_0 - S}{S_b} = \frac{S_0}{S_b + S_v / (1 + Q_2/Q_1)} \quad (2a)$$

$$K_m = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{S, Q_1=0} = \frac{S_0}{S_b} \quad (2b)$$

한편 $K=1$ (즉 $P_2=P_1$)일 때는 $S=S_0-S_b \equiv S_n$ 으로 되며 이를 펌프의 공칭 배기속도(nominal pumping speed)라 부른다. 수학적으로는 $0 < K < K_m$ 이 성립하지만 K 가 1보다 작으면 펌프로서의 기능을 하지 않는다는 뜻이므로 K 가 2~3일 때의 배기구 압력을 임계배압(critical backing pressure)이라고 정의한다. 최악의 작동상태에서도 배기구 압력이 이 값보다는 낮게 유지되도록 배기계를 설계해야 한다.

회전자가 정지해 있으면 $S_0=S_b=C$ 이므로 $Q_1>0$ 일 때 $P_1>P_2$ 가 되어 압축이 일어나지 않고 컨덕턴스가 C 인 통상적인 배기통로처럼 작용하지만 회전자가 회전을 시작하면 S_0 는 크게 증가하고 반대로 S_b 는 크게 감소하여 $S_0 \gg S_b$ 가 되므로 $Q_1>0$ 이면서도 압축작용($P_1 < P_2$ 인 상태)이 일어난다. 두 경우에 각각 다음과 같은 표현이 성립한다.

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{C} + \frac{1}{S_v} \quad (3a)$$

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_0} + \frac{1}{S_v K_m} \quad (3b)$$

회전자가 정지해 있을 때 TMP 흡기구에서 느끼는 배기속도는 보조펌프의 배기속도 S_v 와 컨덕턴스 C 의 조합으로 구해지며 둘 중 작은 값보다 작다. 그러나 회전자가 정상적으로 돌고 있을 때는 TMP의 고유배기속도 S_0 가 C 보다 훨씬 커질 뿐만 아니라 S_v 가 K_m 배만큼 커지는 효과가 나타난다. 압축작용에 의해

보조펌프 흡기구 압력이 높아져 같은 배기속도에서 유량이 증가하기 때문이다. K_m 이 큰 값을 유지하는 한 S 는 S_0 에 가까운 값을 가질 수 있다.

$Q_2 = 0$ 일 때 식 (1)을 S 및 K 에 관해 정리하면 각각

$$S = \frac{S_0}{1 + \frac{S_b}{S_v}} = \frac{S_n}{1 - \frac{1}{K_m} + \frac{S_n}{K_m S_v}} \quad (4a)$$

$$K = \frac{S}{S_v} = \frac{S_0}{S_b + S_v} = \frac{K_m}{1 + (S_v/S_b)} \quad (4b)$$

이 된다. 유량이 아주 커져 흡기구와 배기구의 압력이 올라가면 기체분자 간 충돌이 늘어나면서 S_0 는 감소하고 S_b 는 증가하여 S 와 K_m 이 급격히 작아지고 K 도 역시 감소한다. S_0 의 감소도 S_b 의 증가도 그 변화의 원인은 넓은 의미에서 역류라고 볼 수 있다. 단 S_0 의 변화는 S 의 변화에 1:1로 영향을 미치지 않지만($\Delta S - \Delta S_0$), S_b 의 변화는 S_0/S_v 만큼 증폭되어 나타난다($\Delta S \sim \Delta S_b (S_0/S_v)$).

S 는 S_v 의 함수이기도 한데 예를 들어 S_v 가 작아지면 배기구 압력 P_2 가 높아지고 S_b 를 증가시켜 역류량($P_2 S_b$)이 늘어나서 펌프의 배기속도를 낮춘다. 반면에 $S_v \gg S_b (= S_0/K_m)$ 이면 $S \rightarrow S_0$ 가 된다. 이것은 $S_b P_2$ 가 $S_0 P_1$ 이나 $S_v P_2$ 에 비해 무시될 수 있고 $S_0 P_1 \approx S_v P_2$ 라는 의미와 동일하다.

3. 성능시험

실험에 사용한 TMP 성능시험장치의 구성도는 그림 2와 같다. 성능시험의 대상은 자기부상형으로 드래그 단이 없는 300 L/s급 표준 TMP이다. 측정압력 영역이 흡기구에서 10^{-9} 에서 5 mbar까지, 배기구에는 10^{-3} 에서 10 mbar까지, 유량의 범위도 0~1000 sccm ($\approx 16.9 \text{ mbar} \cdot \text{L/s}$)까지로 광범위하므로 몇 개의 구간으로 나누어 다른 진공계를 사용하고 있다. 모든 진공계는 회전식 점성진공계(SRG)를 사용해서 교정했다. 보조펌프로는 배기속도를 몇 가지로 편리하게 변화시키기 위하여 200(RP1) 및 970(RP2) L/min의 유희전 펌프 두 대를 병렬로 연결하여 사용했다.

3.1. 배기속도 측정

배기속도 측정조건은 식 (1)에서 $Q_2 = 0$, $Q_1 \neq 0$ 이다. 먼저 표준용기를 기저압력으로 낮춘 후 질소 또는 수소

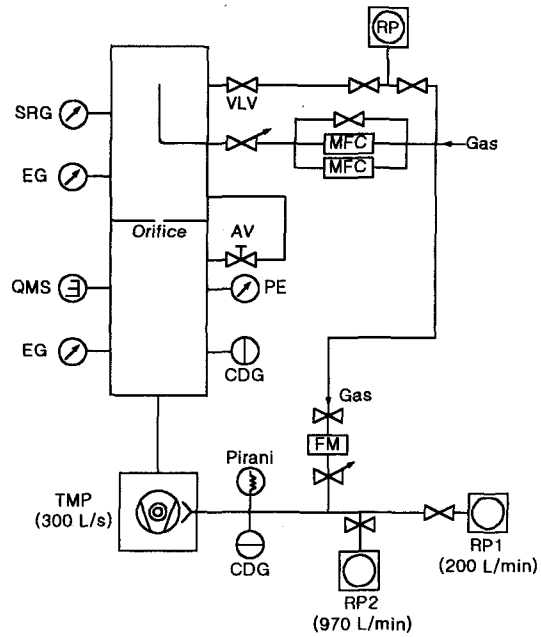


그림 2. Experimental set-up for performance test of the TMP.

를 도입하여 압력을 변화시키면서 유량을 흡기구 압력으로 나누어 배기속도를 계산한다. 유량의 측정에는 압력영역에 따라 유량계식과 오리피스법을 나누어 사용했다. 시험 전 도달압력은 7×10^{-10} mbar이지만 시험이 계속되는 동안 시험용기 상단 및 하단의 도달압력은 통상 2×10^{-9} mbar이었고 배기속도를 계산할 때 측정압력에서 이 값을 뺀 후 도입 기체의 감도를 보정하여 사용했다.

그림 3은 측정결과로부터 얻어진 P_1 - S 그래프다. 흡기구 압력이 커짐에 따라 10^{-3} (수소)- 10^{-2} (질소) mbar까지는 배기속도가 거의 일정하지만 그 이후에는 빠르게 감소하는 경향을 나타낸다. 참고로 20°C , 10^{-2} mbar에서 질소분자의 평균자유행정은 6.4 mm로 날개간격보다 작다. 최대 배기속도값은 200 L/s 정도로 사용설명서에 나와있는 값(질소는 280 L/s, 수소는 230 L/s)보다 상당히 낮으며 [3] 질량이 차이 나는 두 기체 모두 비슷한 값을 가진다.

그림 3에서 S_v 를 변화시키면 수소나 질소 모두 배기속도 S 의 최대값은 변화가 없지만 S 의 감소 시점과 감소하는 빠르기에서 차이를 보인다. S_v 가 작을수록 감소 폭이 커지고 다소 일찍 감소가 시작된다. RP1을 사용하는 것에 비해 RP2를 사용하면 압력이 높은 영

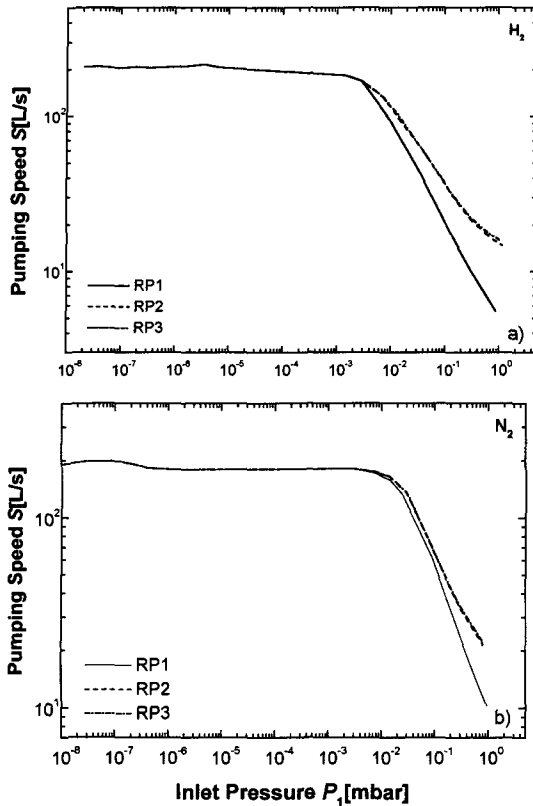


그림 3. Pumping speed of the TMP for (a) H₂ and (b) N₂ with three sets of backing pump.

역에서 배기속도가 상당히 증가하지만 RP2에 다시 RP1을 덧붙여도 배기속도의 증가가 거의 없는 것으로 보아 S_v가 충분히 커져 배기속도 값이 포화되었다고 생각된다. 이때 S_b의 크기에 상관없이 S~S₀라고 근사할 수 있으며 이것이 이 펌프를 사용해서 얻을 수 있는 가장 좋은 배기속도 곡선에 해당한다. S_v가 작아질 때 S의 감소는 S₀의 감소와 S_b의 증가가 같이 영향을 미치지만 이 결과만으로는 어느 것이 큰지 판단할 수 없다.

3.2. 최대압축비 측정

최대압축비 측정조건은 식 (1)에서 Q₁=0, Q₂≠0이다. TMP 흡기구 쪽에는 기체를 흘리지 않고 TMP 배기기와 보조펌프 흡기구와의 사이에 기체를 흘리면서 TMP 흡기구와 배기구 압력을 측정하여 비를 구하면 최대압축비가 계산된다. 이때 도달압력을 보정한 흡기구 압력은 기체의 역류에 의해서만 유지된다. 따라서 역류

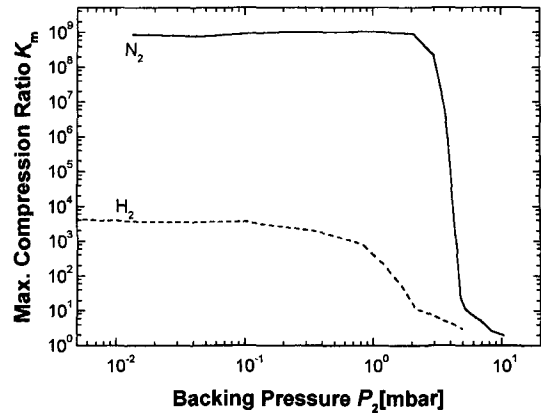


그림 4. Maximum compression ratio of the TMP for H₂ and N₂.

가 적으면 적을수록 최대압축비가 커진다. 측정 전 배기구의 도달압력은 1.6×10^{-3} mbar이었다.

그림 4는 질소와 수소에 대해 구한 최대압축비를 배기구 압력의 함수로 그린 것이다. 2×10^{-1} (수소) 또는 2(질소) mbar 보다 배기구 압력이 낮을 때 질소는 10^9 , 수소는 4000 정도로 일정한 값을 계속 유지하는 것으로 보아 이 구간에서는 S₀의 감소나 S_b의 증가가 전혀 없이 이 값들도 역시 일정하게 유지된다고 볼 수 있다. 압력이 이보다 높아지면 K_m은 급격히 줄어들어 차츰 1로 접근한다. K_m의 감소가 시작할 때 P₁은 여전히 10^{-9} mbar 대에 있다. 따라서 K_m의 감소는 주로 S_b의 증가에 의해 시작된다고 판단되며 압력이 높아지면서 S₀의 감소에 의한 영향도 다소 있을 것으로 생각된다.

수소는 질소와 배기속도는 비슷하지만 최대압축비는 현저히 낮다. 그것은 수소분자의 운동속도가 보통 TMP 회전날개의 원주속도보다 빨라 역류가 비교적 쉽고 날개의 압축작용이 제대로 구현될 수 없기 때문이다 [4, 5]. 이 현상은 수소가 질소에 비해 더 낮은 흡기구 압력에서 배기속도가 줄어드는 것과는 연관성이 있는데 흡기구 압력의 증가와 함께 배기구 압력이 증가하면 압축비가 낮은 수소의 배기속도가 더 빨리 영향을 받는 것이다.

4. TMP 배기특성에 관한 고찰

4.1. TMP 작동압력 영역

그림 5처럼 배기속도 및 최대압축비를 측정할 때 얻은 흡기구 압력 P₁과 배기구 압력 P₂를 수소와 질소

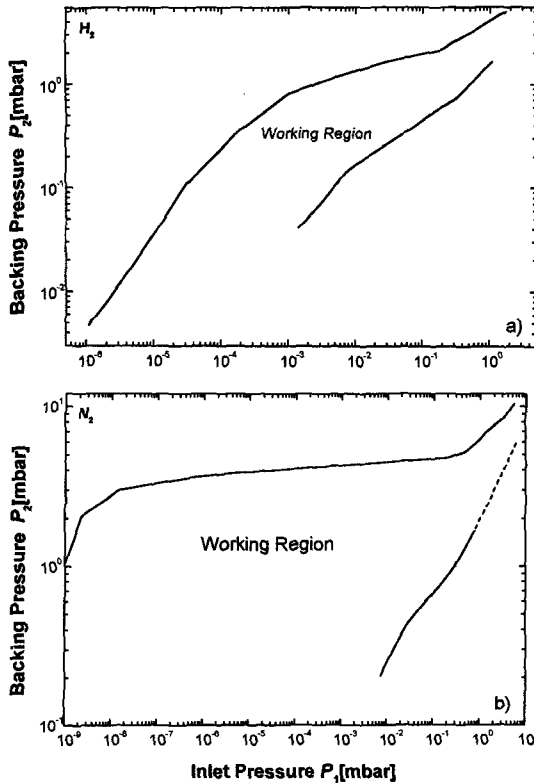


그림 5. Domain of working pressure of the (a) H₂ and (b) N₂ for the system composed of a TMP and a backing pump (RP3). The dotted line is an extrapolated one.

에 대해 각각 그리면 이 펌프의 기체별 작동압력 영역을 한 눈에 알아볼 수 있다. 그림에서 왼쪽(또는 위쪽) 곡선은 최대압축비 곡선이고 오른쪽(또는 아래쪽) 곡선은 특정 보조펌프(RP3 = RP1+RP2)를 사용할 때 얻은 배기속도 곡선으로 이 두 곡선의 가운데 부분이 이 펌프의 작동 가능한 압력영역이다. 어떤 조건에서도 이 영역을 벗어나는 압력의 조합을 얻을 수는 없다. 배기구 압력이 높으면서 흡기구 압력을 낮게 유지하는 것과 흡기구 압력이 높으면서 배기구 압력을 낮게 유지하는 것은 모두 한계가 있다.

4.2. TMP 내 압력분포

TMP 회전날개 1단의 압축비는 통상 흡기구 쪽은 낮고 배기구 쪽은 커지도록 만들어진다. 펌프마다 다르지만 이 실험에서 수소는 1.5~2, 질소는 4~5 정도다. 간단하게 하기 위해 회전날개 1단의 압축비가 일정하다고 가정하면 TMP 본체 내부에서의 압력분포는 선형(축방

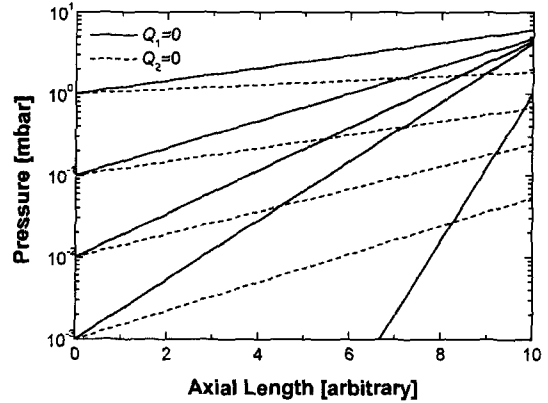


그림 6. Assumed pressure distribution of N₂ inside the rotator during gas introduction to the inlet or to the outlet of the TMP (with RP3). The real line is from the maximum compression ratio measurement and the dotted line from the pumping speed measurement.

향 길이)-대수(압력) 그래프에서 직선으로 나타낼 수 있다. 그림 6은 배기속도 측정시 및 최대압축비 측정시의 P₁과 P₂ 값을 이용하여(그림 5참조) 질소를 예로 들어 가상적 압력분포를 그려본 것이다. 당연한 일이지만 TMP 내에서 평균압력은 배기구 압력이 같은 경우는 흡기구 쪽에서 기체를 도입할 때(배기속도 측정시), 흡기구 압력이 같다면 배기구 쪽에서 도입할 때(최대압축비 측정시) 훨씬 높다. 평균압력이 높아지면 분자운동의 등방성이 높아져 펌프의 압축작용과 배기작용이 떨어진다고 할 때 배기속도의 변화는 S₀의 변화를 많이 나타내고 최대압축비의 변화는 S_b의 변화를 많이 반영한다고 생각할 수 있다.

4.3. 역류속도

S₀와 S_b는 배기속도와 압축비에 영향을 미치는 결정적인 요소들이지만 항상 같이 섞여서 나타나기 때문에 그 영향을 따로 분리하여 살펴보는 것은 거의 불가능하다. 또 이들은 흡기구 압력과 배기구 압력 모두의 함수로써 그 관계를 한 가지 측정만으로 확실히 알 수는 없다. 그림 3에서 보조펌프의 배기속도가 낮을 때 TMP의 배기속도도 낮아지는 것을 일단 역류속도 S_b의 변화에 기인한다고 가정하고 이를 등가 S_b라고 하면 이것은

$$S_b = \frac{S_0 - S}{K} = (S_0 - S) \frac{P_1}{P_2} \tag{5}$$

로부터 계산이 가능하다. 이때 S₀는 그림 3의 배기

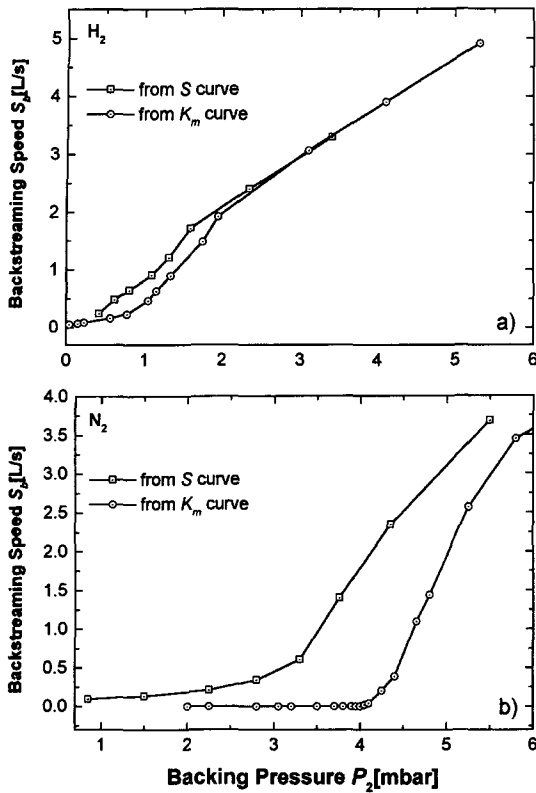


그림 7. Backstreaming speed as a function of the backing pressure for (a) H₂ and (b) N₂.

속도 곡선 중 RP3에 의한 곡선을 사용한다.

한편 최대압축비 곡선에서도 압축비의 감소가 S_b의 증가에 의해 주도된다고 가정하면

$$S_b = \frac{S_0}{K_m} \quad (6)$$

로부터 P₂-S_b 그래프를 얻을 수 있다. 이때의 S₀도 역시 그림 3의 RP3 배기속도 곡선을 사용한다.

그림 7은 수소 및 질소에 대해 배기속도 곡선 및 최대압축비 곡선으로부터 구한 등가 S_b 값을 배기구 압력 P₂의 함수로 그린 것이다. 그림에서 두 곡선으로부터 구한 값을 비교함으로써 알 수 있는 것은 배기속도의 변화는 비교적 배기구 압력이 낮을 때 나타나고 S_b 보다는 S₀ 자체의 영향이 크리라는 것과 최대압축비의 변화는 압력이 상대적으로 높을 때 나타나고 S_b의 영향이 비교적 크리라는 것이다. 이는 그림 6의 TMP 내 가상 압력분포로부터 유추할 수 있는 사실과 부합된다. 두 곡선의 차이가 S₀만의 영향으로 볼 수 있다.

압력이 높아지면 펌프의 압축비가 감소하고 P₁과 P₂ 값이 근접하면서 TMP 내 압력분포가 점점 평활해지고 측정방법에 상관없이 등가 S_b 값은 비슷한 값을 가진다. 등가 S_b는 S₀의 영향을 항상 포함하고 있으므로 S_b의 상한값으로 볼 수도 있는데 실험영역에서는 최대 4 L/s 이하로 계산되어 RP3의 배기속도에 비해 아직 충분히 작다고 볼 수 있어서 RP3를 사용하여 얻은 배기속도 곡선이 S₀에 해당한다는 가정이 틀리지 않았다고 판단된다.

그림 7에서 수소에 비해 질소는 역류속도가 늦게 증가하고 크기도 작다. 수소는 TMP 회전자의 영향을 상대적으로 덜 받고 어느 방향으로나 비교적 자유롭게 움직이므로 배기구 압력의 증가가 거의 즉시 역류의 증가로 나타난다.

4.4. 유량이 미치는 영향

흡기구와 배기구에 도입하는 기체의 양을 조절하여 “Q₁+Q₂=일정” 또는 “P₂=일정” 하다는 조건을 만

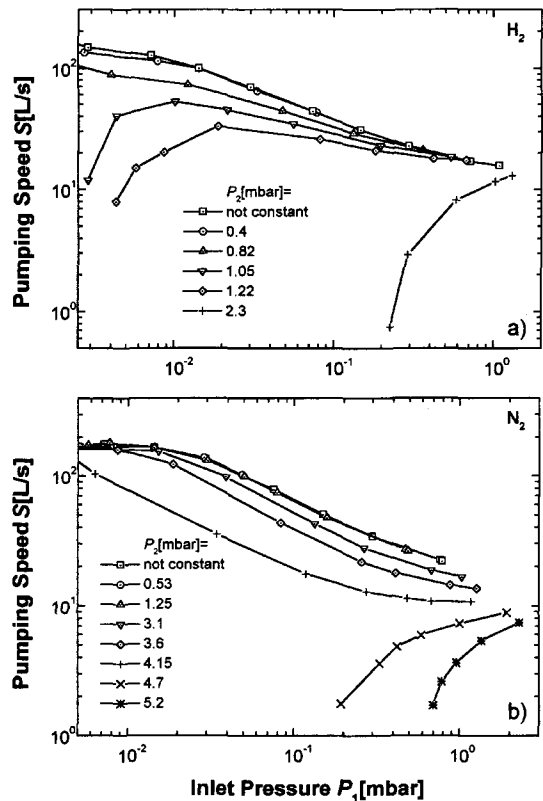


그림 8. Pumping speed of (a) H₂ and (b) N₂ with back flows.

죽하면서 펌프의 배기속도를 측정하면 그림 8과 같은 결과를 얻을 수 있고 식 (5)를 사용하여 등가 S_b 를 계산할 수 있다. 그림에서 배기속도 S 는 일정 수준의 값을 유지하는 어떤 압력구간을 벗어나면 급격히 0으로 떨어지는데 압력이 낮은 쪽에서 $S=0$ 이 될 때가 특정 배기구 압력 또는 역류량에 해당하는 도달압력으로 최대압축비 측정에서 얻는 P_1 - P_2 관계와 일치한다.

S_b 의 P_2 에 대한 의존성은 이미 알고 있으므로 생략하고 흡기구 압력 P_1 및 유량 Q_1 의 함수로 수소 및 질소에 대해 등가 S_b 의 그래프를 그리면 각각 그림 9 및 그림 10과 같다. 같은 배기구 압력에서 P_1 이 높아지면 S_b 가 커지기는 하지만 추세가 완만하고 어느 정도 압력이 높아지면 감소하기도 한다. 이를 Q_1 - S_b 그래프에서 보면 더욱 확실한데 이런 현상은 유량의 증가에 따라 배기구로부터의 역류가 방해받기 때문으로 보인다. 배기구 압력의 크기에 상관없이 수소에 대해서는 유량이 수 sccm에서, 질소는 10 sccm 이상에서 역류에

영향을 미치는 것으로 보인다.

5. 결 론

이 실험에서는 배기속도가 공칭 300 L/s이며 드래그 단이 없는 자기부상형 TMP를 가지고 KS 규격(안)을 준용하여 성능을 검사하고 그 측정결과로부터 작동영역에 따라 역류량이 어떻게 변화하는가를 준정량적으로 분석했다. 역류속도는 수소가 질소보다 다소 높았지만 두 기체 모두 실험 압력영역에서는 최대 4 L/s 이하이었다. 역류속도는 배기구 압력이 높아짐에 따라 단조적으로 증가하지만 그 추세는 차츰 완화된다. 한편 역류속도는 배기구 압력이 같을 때 펌프 흡기구 쪽에서의 유량이 증가하면 감소하는 특성을 보인다. 이 같은 평가 개념을 추후 CMP에도 적용하여 두 펌프가 가지는 배기특성의 차이를 좀더 세밀히 비교해 보려고 한다. 앞으로 역류특성을 더 정확하게 정량적으로 구할 수 있

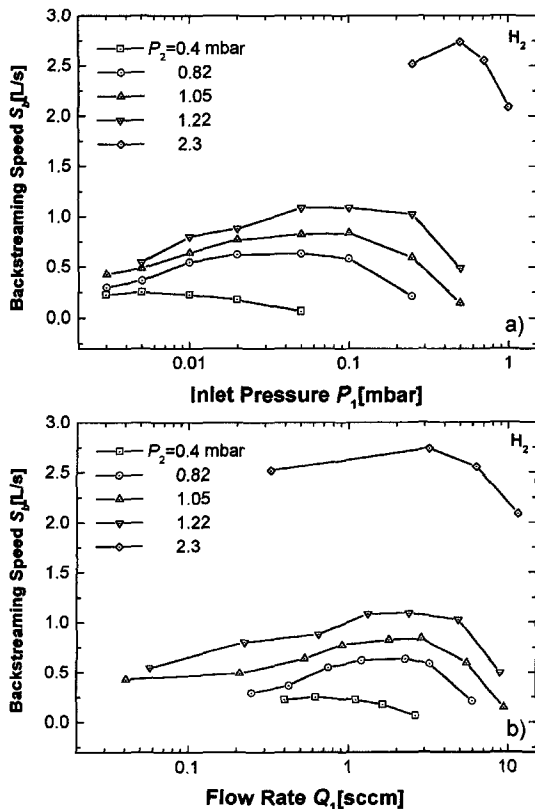


그림 9. Backstreaming speed as functions of (a) inlet pressure and (b) gas flow for H_2 .

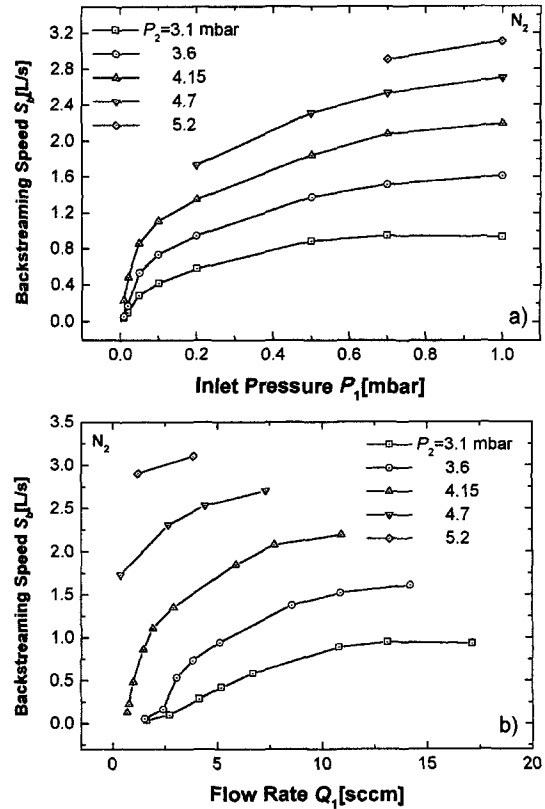


그림 10. Backstreaming speed as functions of (a) inlet pressure and (b) gas flow for N_2 .

는 방법들을 찾아보고 그 유용성에 대해서도 보고할 예정이다.

참고문헌

- [1] ISO/CD 5302, Vacuum technology-Turbomolecular pump-Acceptance test code (draft).
- [2] KS XXXX-1999, 터보분자펌프-승인 시험 규칙(안).
- [3] J. A. Basford, J. Vac. Sci. Technol. **A10**, 2623 (1992).
- [4] C. H. Kruger, A. H. Shapiro, Rarefied Gas Dynamics Academic Press, N.Y., p. 117 (1960).
- [5] T. N. Schneider, S. Katsimichas, C. R. E. de Oliverira A. J. H. Goddard, J. Vac. Sci. Technol. **A16**, 175 (1998)