

진공 펌프 성능 평가 계통의 동적 응답

심우건[†] · 임종연^{*}

(2004년 3월 26일 접수, 2004년 8월 25일 심사완료)

Dynamic Response of the System for Vacuum Pump Performance Evaluation

Woo Gun Sim and Jong Yeon Lim

Key Words: Method of Characteristics(특성방법), Vacuum Pump Performance(진공펌프성능), Transient Analysis(과도해석), Pumping Speed(배기속도)

Abstract

The demand of vacuum pump has been increased in the process of semi-conduct manufacturing, as a core component. The response of the system for vacuum pump performance test can be utilized to assess the system and to obtain the reliability of the apparatus for the test. The system consists of gas supply tank, pressure chamber, measurement chamber and transmission line. Transient analysis for compressible fluid has been conducted to evaluate the dynamic characteristic of the volume terminated transmission line. Numerical approach based on the method of characteristics is used for the analysis. The response is evaluated with the important parameters for the system: i.e., length and diameter of the line, volume of the terminal tank. Using the numerical results, pumping speeds are calculated and then compared to the experimental results.

1. 서론

진공기술은 반도체 생산기술의 핵심요소일 뿐만 아니라 평판 디스플레이를 비롯하여 전자, 재료, 식품, 의약 등의 산업, 핵융합 등의 미래 첨단 기술의 핵심으로서 그 수효는 막대하다.^(1~3) 진공 펌프의 세계 시장은 수천억불에 이르며 진공 게이지, 가스 분석기, 유량계 등도 상당 액수에 달하고 있다. 이와 같은 막대한 시장임에도 불구하고 국내 진공 산업의 취약으로 인하여 수

입에 의존하고 있다. 국내 진공 산업을 국제 수준으로 끌어올리기 위해서는 진공 펌프의 성능 평가 기준 및 기술을 확보해야 한다. 진공펌프의 성능을 검사하기 위한 계통은 압력 탱크, 진공탱크와 배관계통 등으로 구성되어 있다. 그러나 이러한 장치의 국내적 규격이 잘 정리되지 않고 자료가 불충분하여 평가의 기준이 불명확하다. 따라서 평가 방법과 장비에 대한 진공 탱크의 공인 규격을 정의할 필요가 있으며 진공 펌프의 성능 평가 방법의 기본 원리를 파악하고 성능 평가 장치의 특성을 분석해야 한다.

진공 펌프의 성능 평가는 제조회사에 따라 각기 다른 진공 용기에서 측정되거나 다른 평가 방법에 의하여 측정되고 있다. 배기 속도의 경우에 ISO, AVS, JIS, PENUROP 등의 기구에서 제정한 절차에 의해 정의되고 있으나 세부 항목에 많은 차이점을 나타내고 있다. 예를 들면 (a) three

[†] 책임저자, 회원, 한남대학교 기계공학과
E-mail : wgsim@mail.hannam.ac.kr
TEL : (042)629-8089 FAX : (042)629-8043

^{*} 한국표준과학연구원 물리표준부 진공기술센터

gauge, (b) large test dome, (c) Fischer- Mommsen 등의 측정 방법⁽⁴⁾이 있으나 방법 별로 배기속도가 때로는 잘 일치하지 않음을 보이고 있다. 따라서 관련 규격의 명확한 이해와 성능 평가 방법을 정립하고 국제 규격의 검증 작업과 국내 평가 방법의 통일된 제정이 요구되고 있다. 용적이송식 진공 펌프의 체적 배출율-배기속도(Pumping Speed)와 도달진공도를 측정하는 방법은 ISO 1607에 규정되어 있다.⁽⁵⁾ 진공 펌프 성능 평가 방법의 신뢰성과 관련하여 평가 계통의 기본 개념을 이해하는 것은 매우 중요하다.

진공 펌프의 성능 평가에 사용되는 계통은 Fig. 1에 보인 바와 같이 압력공급 탱크(가스 탱크), 종단 탱크, 유량 전달관 및 진공펌프로 구성된다. 성능 평가 시스템은 두 개의 계통으로 구상되며 종단 탱크가 압력 탱크(Pressure Chamber)인 경우와 진공 탱크(Measurement Chamber)인 경우이다. 종단 탱크와 압력 전달관을 포함하는 계통의 동특성에 대한 정보는 진공 펌프의 성능 검사 규격을 결정하는데 매우 유용하다. 압력의 갑작스런 변화 후에 유량 전달관을 통하여 종단 탱크까지 압력 신호의 초기 지연 시간이 발생하며 응답의 동적 특성은 유체의 점성 감쇠, 압력 전달관내의 질량 및 종단 탱크 체적에 의한 탄성력 등에 의하여 영향을 받는다.^(2,6,7)

Sim 등⁽⁸⁾은 압력측정 계통의 압력전달관 동특성을 특성 곡선법(Method of Characteristic)^(9,10)을 사용하여 수치 해석적으로 분석하였다. 압력 전달관내의 층류 혹은 난류에 대한 마찰 손실계수를 계산하고, 유량 전달관의 입구와 출구의 압력 수두 손실을 고려하여 편미분 지배방정식을 유도하였다. 유량 전달관의 입구의 급격한 단위 압력과 조파(sinusoidal) 압력에 대한 전달관의 동특성을 압력 전달관 길이, 지름, 종단 탱크의 체적에 따라 분석하였다. 단위 압력에 대한 동특성을 기존의 이론 결과와 비교하여 파동 특성 방법의 타당성을 입증하였다.^(11,12)

본 연구에서는 질소 공급 탱크의 입구 압력에 대해서 압력전달계통의 동특성을 특성 곡선법을 사용하여 수치해석으로 분석하였다. 유량 전달관의 길이와 지름의 변화에 따라 종단 탱크(압력 탱크 혹은 진공 탱크)의 압력 반응을 구하여 분

석하였으며 진공 펌프의 배기 속도를 실험적⁽²⁾으로 구한 결과와 비교하였다. 본 수치적 해석을 통하여 진공 펌프 평가 장치의 동적특성을 규명하고 평가 방법의 신뢰성을 분석할 수 있으며 다른 해석 방법은 저자가 알기에 아직 없는 것으로 판단된다.

2. 이론적 고찰

진공 펌프의 유체계통은 Fig. 2와 같이 단순화할 수 있으며 질소 공급관의 압력은 일정하게 유지되며 미세 밸브의 개도에 따라 배관 계통의 상당 길이는 변하게 된다. 미세 밸브는 압력 전달관에 설치되었으나 그림에는 도시하지 않았다. 이는 미세 밸브의 개도가 감소하면 유체저항은 증가하며 같은 유체의 저항으로 환산한 상당 길이는 늘어나는 것으로 환산할 수 있기 때문이다. 종단 탱크의 압력 변화 및 통과유량에 대한 유동의 동특성을 분석하기 위하여 파동 특성 방법에 근거한 기존의 수치해석 모델을 종단 탱크에서의 경계조건을 변형하여 분석하려고 한다.

계통 내에 흐르는 파도 유동에 대한 지배방정식은 다음과 같은 가정을 근거로 유도하였다. (1) 압력과 온도 과도 변화는 변화가 일어나기 전의 평균값보다 무시할 정도로 적다. (2) 배관은 변형되지 않는다. (3) 음속은 일정하고 초기 온도와 압력의 평균값으로부터 구한다. 따라서 계통의 유량 전달관에서의 연속방정식과 운동량 방정식

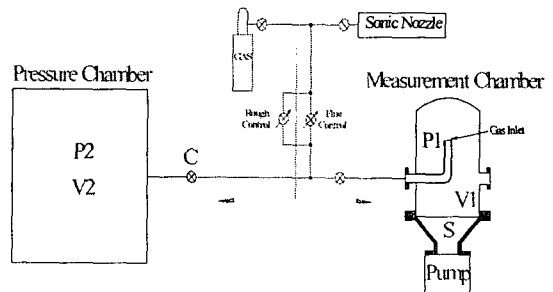


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for performance test of vacuum pump

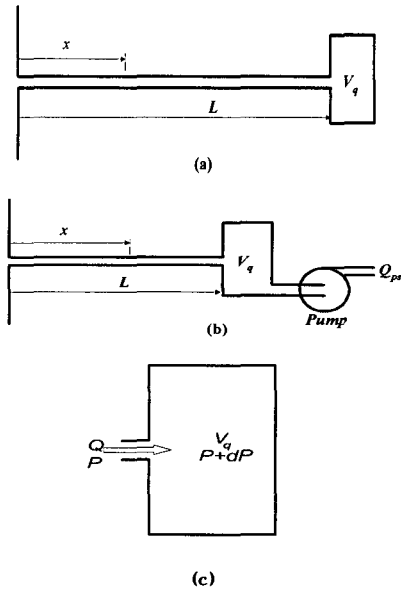


Fig. 2 System nomenclature for (a) pressure tank, (b) vacuum tank and (c) pressure change in tank due to inlet flow

은 편미분 방정식으로써 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho c^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{f|u|u}{2D} = 0 \quad (2)$$

이들 방정식에서 거리 x 와 시간 t 는 독립변수이고, 압력 p 와 유속 u 는 종속변수이며 마찰계수는 레이놀즈 수, $Re = \rho u D / \mu$,의 함수로서 층류인 경우에는 $f = 64/Re$ 으로 표현되며 난류의 경우에는 $1/\sqrt{f} = 2 \log_{10}(Re\sqrt{f}) - 0.9$ 을 사용하여 구할 수 있다. 파동 현상을 분석하는 일반적인 경우에 대류항($u \partial u / \partial x$, $u \partial p / \partial x$)은 다른 항에 비하여 무시할 수 있다.

동적 특성 방정식은 압축성 유동의 1차원 과도 해석 문제에 일반적으로 사용하고 있으며 압력

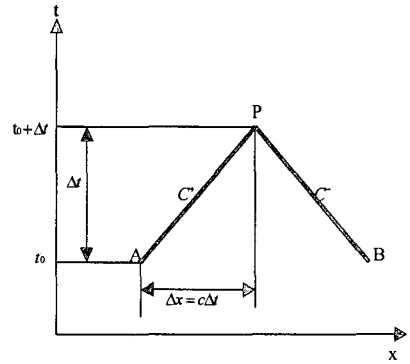


Fig. 3 Characteristic lines in the $x-t$ plane

전달관에서의 편미분 방정식은 파동 특성 방법에 근거한 수치해석 모델을 사용하여 해를 구할 수 있다.^(8,13) 이때에 압력과 유속을 수두($H = p/\rho g$)와 유동률($Q = u \pi D^2/4$)로 변환하는 것이 편리하다. 유량전달관 내의 유체의 특성은 Fig. 3에 보인 $x-t$ 평면의 파동 특성선(C^+ & C^-)을 따라 두 구역으로 나누어진다. 즉, $(u - \lambda)^2 = c^2$, $\lambda = u \pm c$ 로 표시되는 전 후진 파형의 전파 현상에 의하여 해가 불연속하게 되어 지배 방정식에서 나온 호환방정식을 파동 특성선 C^+ ($dx/dt = +c$)과 C^- ($dx/dt = -c$)을 따라 각각 적분하여 구할 수 있다.

$$(H_P - H_A) + \frac{c}{gA} (Q_P - Q_A) + \frac{f \Delta x}{2gDA^2} Q_A |Q_A| = 0 \quad (3)$$

$$(H_P - H_B) - \frac{c}{gA} (Q_P - Q_B) - \frac{f \Delta x}{2gDA^2} Q_B |Q_B| = 0 \quad (4)$$

지배 방정식을 일반화하기 위하여 다음과 같이 무차원 변수를 정의하는 것이 편리하다.

$$H^+ = \frac{H - H_{ref}}{H_s - H_{ref}}, \quad Q^+ = \frac{Q}{gA/c(H_s - H_{ref})},$$

$$K_{res}^+ = \frac{(1 + C_k)g}{2c^2} (H_s - H_{ref}),$$

$$K_{rt}^+ = \frac{(1 - C_k)g}{2c^2} (H_s - H_{ref}), \quad (5)$$

$$R^+ = \frac{f}{2DA} \Delta h Q, \quad D_a^+ = \frac{cA}{V_q} \Delta t$$

따라서 호환 방정식은 다음과 같은 무차원 식으로 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} Q_P^+ &= 0.5(C_A^+ + C_B^+), \\ C_A^+ &= (1 - R_A^+)Q_A^+ + H_A^+, \\ C_B^+ &= (1 - R_B^+)Q_B^+ - H_B^+, \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 양의 파동방정식은, C^+ 영역, $Q_P^+ = C_A^+ - H_P^+$ 이고 음의 파동방정식은, C^- 영역, $Q_P^+ = C_B^+ + H_P^+$ 이다. 이로부터 수두항 H_P^+ 은 식 (6)을 고려하여 직접 구할 수 있다.

압력 전달관의 해를 구하기 위하여 압력 전달관 입구와 일정 체적의 종단 탱크 입구에서의 경계조건이 요구된다. 압력 전달관 입구 즉 질소 탱크 출구에서의 압력 손실은

$$H_e = \frac{C_k Q_1^2}{2gA^2} \quad (7)$$

으로 나타낼 수 있고 압력 전달관 입구의 무차원 압력 수두, H_1^+ 는

$$H_1^+ = H_{res}^+ - K_{res}^+ Q_1^{+2} \quad (8)$$

으로 표시된다. 여기서 H_{res}^+ 는 질소 탱크의 압력이며 이미 알고 있는 것으로 가정하여 이로부터 종단 탱크의 압력(계측 압력), 즉 응답의 동특성을 구하려고 한다. 전달관 입구에서의 유량은 음의 파동 특성 방정식에 식 (8)을 대입하여 H_1^+ 를 삭제하여 얻은 2차방정식을 풀고 음의 값을 무시하여 얻을 수 있다.

$$Q_1^+ = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4K_{res}^+(C_2^+ + H_{res}^+)}}{2K_{res}^+} \quad (9)$$

따라서 입구 압력 수두, H_1^+ 는 식 (8)에서 구할 수 있다.

계통의 유량 전달관 종단에서의 경계조건을 얻기 위하여 종단 출구에서 압력 손실은

$$H_{rt} = \frac{C_k Q_n^2}{2gA^2} \quad (10)$$

으로 표시할 수 있고 따라서 전달관 종단에서의 압력 수두는

$$H_n^+ = H_{rt}^+ - K_{rt}^+ Q_n^{+2} \quad (11)$$

으로 무차원화 할 수 있다. 유량 전달관의 종단에 연결된 일정 체적의 탱크에서의 계측 압력은 탱크 내에 유출입 되는 유체의 체적에 의하여 영향을 받으며

$$Au - Q_{ps} = \frac{V_q g}{c^2} \frac{dH_{rt}}{dt} \quad (12)$$

으로 표시할 수 있다. 여기서 Q_{ps} 는 진공 펌프에 의하여 종단탱크에서 유출되는 펌프의 토출 유량이다.

$$H_{rt}^+ = H_{rt}^{+*} + D_a^+ Q_n^+ - D_a^+ Q_{ps}^+ \quad (13)$$

즉, 위 식의 우측의 첫째 항은 이전의 계산된 탱크 압력을 표시하고 둘째 항은 유체의 출입에 의한 탱크의 압력 증가를 나타내고 셋째 항은 펌프에 의하여 유출되는 유량에 의한 압력 감소를 의미한다.

압력 전달관 종단의 유량은 양의 동특성 방정식과 식 (13)에서 H_{rt}^+ 를 제거하여 얻은 2차 방정식을 풀어 양의 해를 무시하면 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} K_{rt}^+ Q_n^{+2} - (1 + D_a^+) Q_n^+ \\ + (C_{n-1}^+ - H_{rt}^{+*} + D_a^+ Q_{ps}^+) = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

따라서 유량 전달관의 끝에서 무차원의 방출량은

$$Q_n^+ = \frac{(1 + D_a^+) - \sqrt{Z}}{2K_{rt}^+} \quad (15)$$

으로 표현되며 $Z = (1 + D_a^+)^2 - 4K_{rt}^+(C_{n-1}^+ - H_{rt}^{+*} + D_a^+ Q_{ps}^+)$ 이다. 전달관 종단의 압력 수두, H_n^+ ,과 탱크의 압력 수두 H_{rt}^+ 은 각각 식 (13)과 식 (15)으로부터 결정된다.

일반적으로 진공펌프의 성능을 평가할 때에 배기속도(S)를 정의하여 사용되며 압력 탱크의 압력 상승률(dH_{ps}/dt)과 진공펌프의 도달압력(H_{rt})과 관련되어 있다. 체적 V_q 의 저진공 탱크에 기체의 유량, Q ,가 유입되면 Fig. 2(c)에 나타내듯이 탱크의 밀도와 압력은 상승한다.

$$\rho Q = V_q \frac{d\rho}{dt} \quad (16)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도이며 유입된 기체가 등

은과정으로 상태 변환 한다면 이상기체 방정식은

$$\frac{P}{\rho} = RT \quad (17)$$

이고 밀도 변화율은 압력 변화율로 나타낼 수 있다.

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{RT} \frac{dP}{dt} \quad (18)$$

따라서 압력 탱크의 흡입 유량은

$$Q = \frac{V_a}{P} \frac{dP}{dt} = \frac{V_a}{H} \frac{dH}{dt} \quad (19)$$

으로 표현된다. 여기서 H 는 압력 수두로서 $H = P/(\rho g)$ 이다. 이로부터 압력 탱크에 유입되는 흡입유량은 압력 탱크의 압력과 압력 변화율로서 표현된다. 만약 같은 기체 공급 회로(기체 공급압력, 미세 밸브의 개도, 관직경 등)를 통하여 유량이 각각 별도로 Test Dome과 압력 탱크에 공급되고 두 Chamber의 측정 범위 압력이 거의 같은 수준이고 기체공급 탱크의 압력과 현저히 차이가 있다면 두 회로를 통하여 공급되는 유량은 같다고 볼 수 있다. 이는 다음절에서 논의하겠다. Pressure Chamber의 압력 측정 범위가 Test Dome의 도달 진공도와 같은 범위의 크기라면 Pressure Chamber의 압력 상승 중에 도달진공도의 압력을 통과하며 그 때의 유량을 식 (19)으로부터 계산할 수 있다. 즉 도달 진공도에서의 펌프의 배기속도(Pumping Speed)를 측정할 수 있다. 따라서 배기속도는

$$S = Q = \frac{V_{a2}}{P_1} \frac{dP_2}{dt} = \frac{V_{a2}}{H_1} \frac{dH_2}{dt} \quad (20)$$

으로 표현할 수 있다.

3. 수치해석 결과

성능 평가 시스템의 동적 응답을 분석하기 위하여 두 개의 시스템으로 분리하여 해석하였다. 즉 질소 탱크와 압력 탱크를 연결하는 시스템과 질소 탱크에서 진공탱크를 통과하여 진공펌프로 유량이 토출되는 시스템이다. 압력전달관의 통과 유량은 미세 유량 조절 밸브로서 제어하고 있다. 밸브의 수치 해석적 모사의 단순화를 위하여 밸

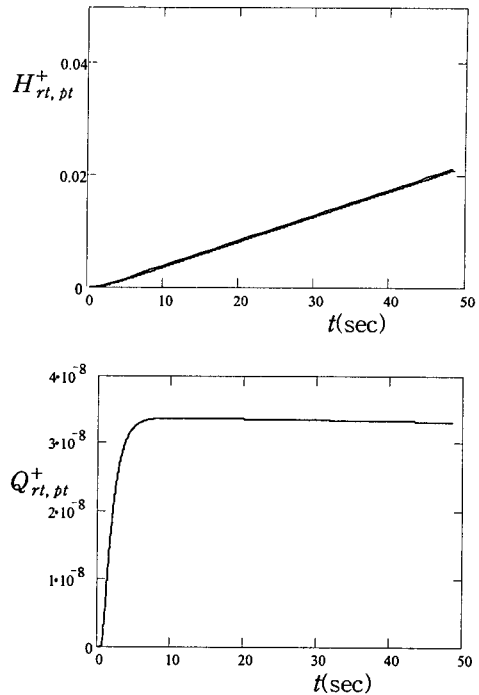


Fig. 4 Dynamic pressure response and discharge rate of the pressure chamber for $L=200m$, $D=0.0046 m$: —; numerical results, ----; analytical results⁽⁶⁾

브에서 발생하는 압력 강하는 상당 길이로 환산하여 계산할 수 있다. 압력 탱크의 압력 상승률은 압력 전달관의 길이와 상당 직경을 변화시키면서 해석하였다. 수치해석 결과를 검증하기 위하여 Schuder와 Binder⁽⁶⁾의 근사해와 비교하였다. 또한 동일한 직경과 길이에 대하여 펌프의 토출 유량을 변화시키면서 진공 탱크의 동적 응답을 분석하였다. 진공 탱크의 도달 진공도에 도달하였을 때에는 유량 전달관의 통과유량과 압력 전달관 내의 유량은 일치하며 계통은 정상상태로 유지될 것이다. 진공 펌프의 성능 평가에 사용된 압력 탱크와 진공탱크의 체적은 각각 $V_{a, pt} = 0.874$ 와 $V_{a, vt} = 0.022 m^3$ 이다. 여기서 첨자 pt 와 vt 는 각각 압력 탱크와 진공 탱크를 나타낸다.

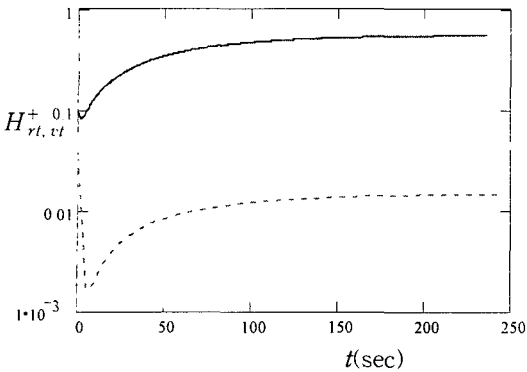


Fig. 5 The effect of pumping rate, Q_{ps}^+ , on the dynamic pressure response of the vacuum chamber for $L=200m$, $D=0.0046m$:

—; $Q_{ps}^+ = 0.15 \cdot 10^{-7}$,

--; $Q_{ps}^+ = 0.335 \cdot 10^{-7}$

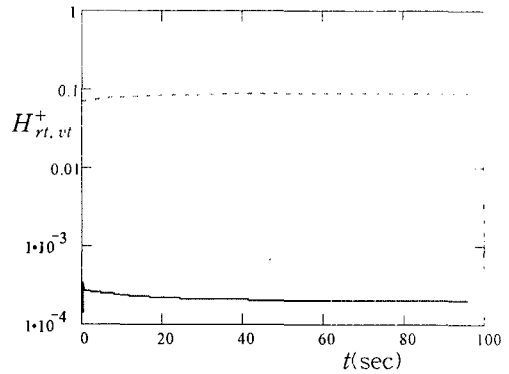


Fig. 7 The effect of pumping rate, Q_{ps}^+ , on the dynamic pressure response of the vacuum chamber for $L=50m$, $D=0.0046m$:

—; $Q_{ps}^+ = 1.24 \cdot 10^{-7}$,

--; $Q_{ps}^+ = 1.36 \cdot 10^{-7}$

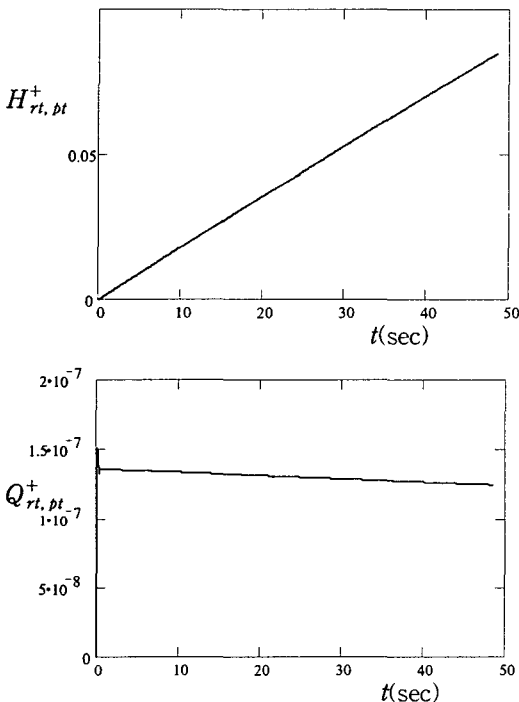


Fig. 6 Dynamic pressure response and discharge rate of the pressure chamber for $L=50m$, $D=0.0046m$:

유량 전달관의 직경과 길이가 각각 0.0046과 200m 일 때에 시간에 따르는 압력변화와 관의 통과 유량을 Fig. 4에 예시하였다. 압력 상승은 선형적으로 변하며 근사해와 잘 일치함을 보이고 있다. 통과 유량은 처음에 급격히 상승하여 10초 후에는 일정하게 유지됨(도달유량)을 보이고 있다. 같은 유량 전달관의 직경과 길이에서 펌프의 토출 유량을 압력 탱크의 도달유량 ($0.335 \cdot 10^{-7}$)과 같게 하여 진공 탱크의 압력 변화를 Fig. 5에 예시하였다. 또한 펌프의 토출 유량을 변화하여 ($0.15 \cdot 10^{-7}$) 진공 탱크의 동적 압력의 변화를 도시하였다. 도달 압력(진공도)은 압력 탱크의 도달 유량 부근에서 약간의 토출 유량의 변화에도 매우 민감함을 알 수 있다. 토출유량이 $0.34 \cdot 10^{-7}$ 의 경우에 도달 진공도는 0.0003 이하로서 $0.335 \cdot 10^{-7}$ 의 경우와 비교하여 토출 유량의 미세한 차이에 대하여 도달 진공도에서 약 50여배의 이상의 차이를 보였다. 토출 유량을 압력 탱크의 도달 유량의 약 2배로 감소하면 진공탱크의 도달압력이 압력공급 탱크(질소 탱크)의 압력 ($H_{rt,vt}^+ \approx 1$)에 근접함을 보이고 있다. 이상의 결과로부터 진공 탱크에 요구되는 저진공도를 유지할 때에 압력 탱크에 전달되는 도달유

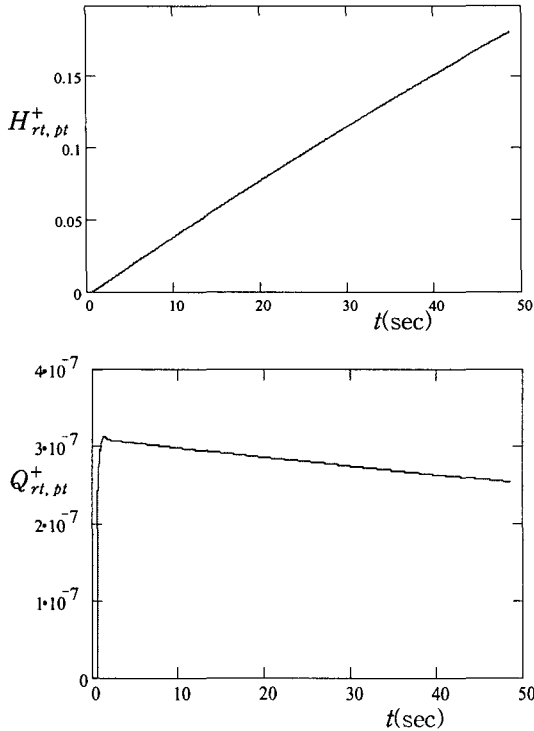


Fig. 8 Dynamic pressure response and discharge rate of the pressure chamber for L=200m, D=0.008m:

량과 진공 탱크의 공급유량(진공 펌프 토출 유량)이 매우 근접함을 나타낸다. 즉 고성능 진공 펌프의 토출 유량은 저성능 진공 펌프의 토출 유량에 비하여 약간의 증가를 가져오나 진공 탱크의 도달 진공도에는 큰 차이를 나타낼 것이다.

유량 전달관의 상당 길이 즉 미세 유량 제어 밸브의 영향을 분석하기 위하여 관의 직경은 동일하게 유지하고 (0.0046m) 길이를 50m로 할 때의 압력 탱크에서의 압력변화와 관의 통과 유량을 Fig. 6에 예시하였다. 관의 상당길이가 짧아지면 마찰저항이 감소하며 이로 인하여 압력 탱크의 압력 상승률이 증가하며 질소 공급 탱크와 압력 탱크의 압력 차가 감소함으로써 통과 유량이 서서히 감소됨을 나타낸다. Fig. 7에 펌프의 토출 유량을 $1.24 \cdot 10^{-7}$ 와 $1.36 \cdot 10^{-7}$ 으로 하였을 때의 진공탱크의 진공도의 변화를 도시하였다. 토출 유량이 약 6% 증가함으로써 도달 진공

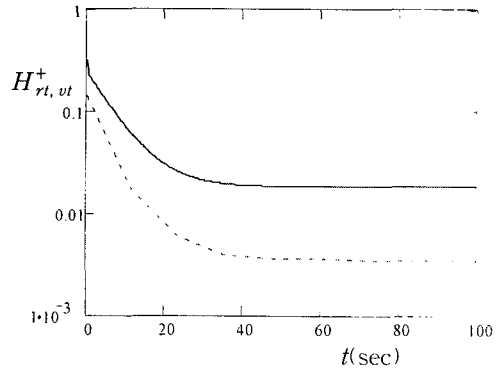


Fig. 9 The effect of equivalent length on the dynamic pressure response of the vacuum chamber for $Q_{ps}^+ = 3.1 \cdot 10^{-7}$, D=0.008m : ___; L=197m , ----; L=200m

Table 1 Comparison of test results(Fig. 10) with theoretical results(Fig. 4, 5)

	Theoretical Results	Test Results
$dp/dt(\text{torr/s})$	0.943	0.958
Ultimate Pressure(torr)	26.4	33.7
Pumping Speed (m^3/hr)	115	109

도는 400배가 상승하였다.

Fig. 8에 유량 전달관의 직경의 영향을 분석하기 위하여 관의 상당 길이를 200m으로 하고 직경을 0.008m으로 할 때의 압력 탱크에서의 압력 변화와 관의 통과 유량을 예시하였다. 관의 길이를 작게 하였을 때와 마찬가지로 Fig. 4와 비교하여 압력 상승률과 관의 통과 유량은 증가하며 압력 탱크의 도달 유량은 일정하게 유지되지 않고 서서히 감소함을 보이고 있다. 펌프의 토출유량을 $3.1 \cdot 10^{-7}$ 으로 하였을 때의 진공탱크의 진공도의 변화를 Fig. 9에 도시하였다. 이때에 상

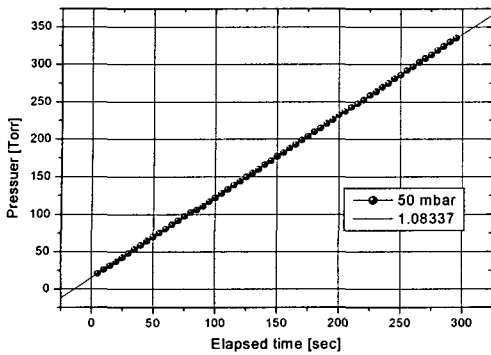


Fig. 10 Dynamic pressure response of the pressure chamber with terminal pressure (50mbar) of the test dome

당 길이만을 197m으로 변화하였을 때에 즉 미세 유량 제어 밸브를 미세하게 더 열었을 때의 진공 탱크의 압력 변화를 첨부하였다. 비록 진공펌프의 토출 유량이 같을지라도 미세한 밸브 조작으로 인하여 진공 펌프의 도달 진공도에는 상당한 차이가 발생함을 알 수 있다.

진공펌프의 배기속도(Pumping Speed)는 Fig. 1의 성능평가 시스템을 사용하여 식 (20)으로 구할 수 있다.⁽²⁾ 압력탱크의 압력 상승률과 측정 탱크의 도달 진공도를 각각 이론과 실험으로 구하고 이로부터 배기속도를 계산하여 Table 1에 비교하였다. 이론은 특성 곡선법(Method of Characteristic)으로 구한 Fig. 4와 5의 결과를 질소 공급 탱크 압력(20psig)에 대하여 계산한 값이며 동일 공급 압력에 대한 실험의 결과는 Edward사에서 공급한 iH80펌프를 사용하여 구하였다. 실험으로 구한 Test Dome ($V_q = 0.022m^3$)의 도달진공도, 50mbar,에 대한 압력탱크($V_q = 0.874 m^3$)의 압력 상승률을 Fig. 10에 도시하였다. Table 1에 실험값과 이론값을 나타내었으며 도달진공도가 실험치의 값이 이론치에 비하여 다소 작은 것은 펌프의 기밀도(제작 정밀도) 혹은 시스템에서의 누설 손실에 기인한다고 사료된다. 실험과 이론이 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

4. 결론

진공펌프의 성능 평가 장치의 동적 응답을 본 수치해석 방법으로 해석할 수 있으며 진공 펌프의 성능 평가 장치에 대한 규격을 정할 때에 유용하게 사용할 수 있고 평가 장치에 대한 신뢰성을 확보할 수 있다. 예를 들면 압력 탱크와 진공 탱크의 체적을 변경하였을 때의 성능 평가에 미치는 영향 등을 분석하여 탱크 체적에 대한 규격을 결정할 수 있다. 또한 미세 밸브의 상당 길이에 대한 압축성 유동 실험을 수행하여 유량과 압력 강하에 대한 정보를 수집하여 본 해석 결과를 성능 평가 실험의 결과와 직접 비교할 수 있다, 진공 펌프의 성능을 평가하기 위한 기존의 장비에 대한 동적 응답을 과도 특성 방법에 근거한 수치해석 모델을 사용하여 구하였으며 압력 탱크의 압력 상승률과 진공 탱크의 도달 진공도를 압력 전달관의 길이와 직경을 변화시키면서 분석하였다. 압력 탱크에서의 수치해석 결과는 기존의 근사해(Schuder와 Binder⁽⁶⁾)와 비교하여 잘 일치함을 보였다.

압력 탱크의 압력 상승률은 관의 직경이 감소하거나 혹은 상당 길이가 증가하면 감소하며 미세 밸브에 의한 상당길이가 비교적 클 때에 상승률이 선형적이다. 압력 탱크의 도달 유량은 관의 직경이 비교적 작을 때나 미세 밸브의 개도가 비교적 작을 때에 일정하게 유지할 수 있었다. 도달 압력(진공도)은 압력 탱크의 도달 유량 부근에서 미세한 토출 유량의 변화에도 매우 민감하게 반응한다. 또한 압력 탱크의 압력 상승률과 진공 탱크의 도달 진공도를 분석한 결과를 실험 결과와 비교하였다. 압력 탱크에서의 수치해석 결과는 실험의 결과와 잘 일치함을 보였다. 일반적으로 압력 탱크의 압력 상승률은 관의 직경이 감소하거나 혹은 상당 길이가 증가하면 감소한다. 진공 탱크에 높은 진공도를 유지할 때에 압력 탱크에 전달되는 도달유량과 진공 탱크의 공급유량(진공 펌프 토출유량)이 매우 근접함을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Chung, K. H., Hong S. S., Lim, J. Y. and Sin,

- Y. H., 1998, "Measurement of Performance Characteristics of Vacuum Pumps and Parts," *Korea Research Institute of Standards and Science*, KRIS-98-016-IR.
- (2) Lim, J. Y., Sim, W. G. and Chung, K. H., 2003, "Operating Characteristics of Low Vacuum Pumps," *Journal of the Korean Vacuum Society*, Vol. 12, No. 2, pp. 93~104.
- (3) Roth, A., 1982, *Vacuum Technology*, North-Holland.
- (4) O'Hanlon, F., 1980, *A User's Guide to Vacuum Technology*, John Wiley & Sons, New York.
- (5) ISO/CD 1607, Positive Displacement Vacuum Pumps-Measurement of Performance Characteristics.
- (6) Schuder, C. B. and Binder, R. C., 1959, "The Response of Pneumatic Transmission Lines to Step Inputs," *Journal of Basic Engineering*, Vol. 81, pp. 578~584.
- (7) Moise, J. C., 1954, "Pneumatic Transmission Lines," *Journal of the ISA*, Vol. 1, pp. 35~40.
- (8) Sim, W. G. and Park, J. H., 1997, "Transient Analysis for Compressible Fluid Flow in Transmission Line by the Method of Characteristics," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 2, pp. 173~185.
- (9) Abbott, M. B., 1966, "An Introduction to the Method of Characteristics," *American Elsevier*, New York.
- (10) Chaudhry, M. H., 1987, *Applied Hydraulic Transients*, Van Nostrand Reinhold, 2nd ed., New York.
- (11) Iberall, A. S., 1950, "Attenuation of Oscillatory Pressures in Instrument Lines," *Journal of Research of the National Bureau of Standards*, Research Paper RP2115, Vol. 45, pp. 85~108.
- (12) Bulaty, T. and Niessner, H., 1985, "Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I. C. Engine," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 407~412.
- (13) Wylie, E. B., Streeter, V. L. and Suo, L., 1993, "Fluid Transients in System," Prentice Hall, *Englewood Cliff*, BJ07632.