

Cassini 형 루츠 진공 펌프의 성능에 관한 연구

김현중* · 조정현* · 김윤제**

Performance of Roots-type Vacuum Pump with Cassini Oval Lobe Shape

H.-J. Kim, J.-H. Cho and Youn J. Kim

Key Words: Roots vacuum pump, Cassini oval, Leak flow rate, Clearance

Abstract

The objective of this study is to elucidate the characteristic performance of Roots-type vacuum pump with Cassini oval lobe shape. The modelled lobe shape of Roots-type vacuum pump is two-lobe spur gear. The numerical analyses are performed for leak flows, using 4th-order Runge-Kutta method and are compared with experimental results. Results show that for the case of involute lobe shape the total amount of the leak flow conductance is greater than that of cycloid and Cassini oval lobe shapes.

1. 서 론

미국의 Roots 형제에 의하여 개발된 루츠형 진공 펌프는 부스터 펌프(booster pump) 또는 lobe 펌프라고 불리어지며, 유기밀 회전식 펌프와 같은 1차 펌프와 연결하여 사용한다. 일반적으로 2개가 한 쌍이고, 단면이 누에고치형인 2엽 또는 3엽 로브가 케이싱 속에서 서로 반대방향으로 회전하면서 용적 변동을 유발시켜 압축작용을 일으키는 비교적 간단한 구조이며, 성능이 우수하고 넓은 작동범위를 갖는 저가품이기 때문에 많이 사용되고 있다. 이러한 형태의 유체기계는 갖는 기계적 장점으로서는 회전차 상호간에 약간의 간극(0.05~0.5mm)이 있고, 로브의 단면 형상이 대칭이므로 동적 평형을 유지할 수 있기 때문에 고속회전이 가능하다는 점이다. 또한 케이싱 내부의 배제실 용적이 비교적 커서 토출 유량을 크게 할

수 있으며, 케이싱 기밀 유지를 하지 않고 로브들의 작동이 타이밍 기어를 통한 비접촉식이므로 마찰손실이 적다는 점을 들 수 있다. 그리고, 타이밍 기어와 간극 때문에 케이싱 내부의 윤활이 필요없으므로 작동유체에 오일이 유입될 우려가 없다는 특징을 갖고 있다.^{[1]-[5]}

루츠형 진공 펌프는 1~10⁻⁴ torr의 저·중진공 영역의 압력을 얻고자 할 때 많이 사용되는데, 이 압력 범위는 펌프의 작동범위 보다는 낮고 확산펌프(diffusion pump)의 작동 범위보다는 높다. 이러한 루츠형 펌프는 보통 탈수공정이나 가스 배기용, 분체 수송, 진공청소기, 산소 부화막 등에 사용되며, 로브는 일반적으로 인벌류트(involute), 사이클로이드(cycloid), 인벨로우프(envelope) 형상을 갖는다.

Henning 등^[6]은 다단 루츠 진공펌프를 개발하여 독가스 및 고순도의 기체를 일정 온도 조건하에서 배기시켜 오염을 최소화하는 연구를 하였는데, 그들이 사용한 루츠 펌프는 특별히 고안된 3단의 로브 형상을 갖고 있으며, 도달압력을 10 mbar 이하 상태로 유지할 수 있다는 결과를 발표하였다. Valdes 등^{[7],[8]}은 루츠 펌프의 로브와 스텔

* 성균관대학교 대학원 기계설계학과
** 성균관대학교 기계공학부

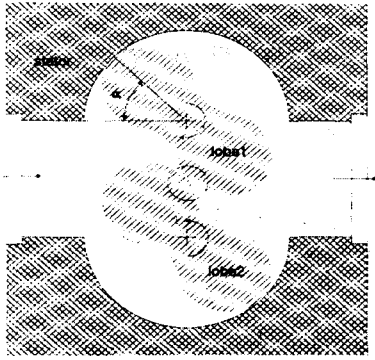


Fig. 1 Outline of Roots pump

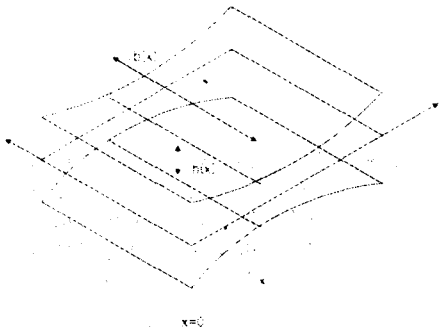


Fig. 2 Characteristics $h(x)$ and $b(x)$ of a duct with a plane of symmetry

이터 사이의 간극이 로터리 진공 펌프에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였는데, 그들이 제시한 반경험식이 실험을 통한 연구 결과와 거의 일치하다는 것을 발표하였다.

본 연구에서는 Cassini 난형곡선의 로브 형상을 갖는 루츠형 진공 펌프의 성능특성을 수치적 해석과 실험을 통해 파악하고자 한다.

2. 이론적 배경

Roots형 펌프의 누설량은 로브와 스테이터의 기하학적 형상, 즉 로브와 로브 사이의 간극, 로브와 스테이터 사이의 간극, 그리고 Fig. 1에서와 같이 로브의 각 변위(α)에 좌우된다. 두 로브 사이의 간극과 스테이터와 로브 사이의 간극으로 인한 누설량은 임의의 각 변위에서 계산할 수 있다.

직사각형 단면을 갖는 관에서 일차원 좌표계의 x 함수를 이용하여 로브의 형상에 따라 정해지는

두께와 폭은 각각 $h(x)$ 와 $b(x)$ 로 나타낼 수 있다 (Fig. 2 참조). 정상상태에서 유량비는 일차원 좌표계에서 x 를 따라 변화하게 되는데, 압력구배에 대한 질량 유량비의 변화는 일정한 관계식으로 나타낼 수 있다. 변하는 직사각형 단면 관을 통한 누설질량 유량 Q_l 는 설정된 고정 압력에 의하여 영향을 받으며 다음과 같은 일계 미분 방정식으로 나타낼 수 있다.^{[7],[8]}

$$\frac{dp}{dx} = - \frac{Q_l}{\frac{4}{3} A b h^2 (\frac{\pi}{32} A B + C K)} \quad (1)$$

위 식에서 계수 A, B, C는 각각 다음과 같다.

$$A = \sqrt{\frac{2}{\pi} R T} \quad (2)$$

$$B = \frac{h b}{\mu} \quad (3)$$

$$C = \frac{(\frac{2}{\phi} - 1)}{(1 + \frac{h}{b})} \cdot \frac{[1 + \alpha_1 (A B)^{\alpha_2}]}{[1 + \frac{16 K}{3} \pi \alpha_1 (A B)^{\alpha_2}]} \quad (4)$$

여기서, T는 가스의 압력구배에 관한 온도, μ 는 점성계수, R는 기체상수, ϕ 는 내벽 보정 계수, α_1, α_2 는 반경험적으로 얻어지는 상수이다. 본 연구에서 사용된 ϕ, α_1, α_2 는 각각 0.97, 1.23, 0.3이다. K는 기하학적 형상에 따라 변하는 값이므로 b와 h 항만으로 이루어지고 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = \frac{3}{8} (1 + \frac{h}{b}) (\frac{b}{h} D + D - E + F) \quad (5)$$

위 식에서 변수 D, E, F는 각각 다음과 같다.

$$D = \frac{b}{h} \ln(\frac{b}{h} + \sqrt{1 + \frac{b^2}{h^2}}) \quad (6)$$

$$E = \frac{1}{3} (1 + \frac{b^2}{h^2}) \quad (7)$$

$$F = \frac{1}{3} (1 + \frac{b^3}{h^3}) \quad (8)$$

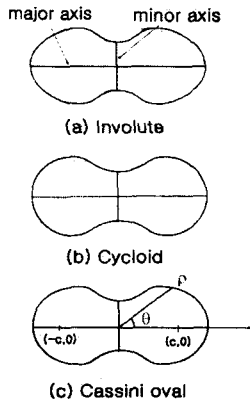


Fig. 3 Comparison of various lobe shape

일계미분방정식(1)의 해는 4차 Runge-Kutta 기법을 사용하여 구하였다.

3. 로브형상

본 연구에서는 2엽의 평기어형을 기본 로브형상으로 선택하였으며, 인벌류트(involute) 및 사이클로이드(cycloid), Cassini 난형(oval) 곡선을 이용한 로브형상을 비교대상으로 하였다. 각각의 로브는 장축의 길이가 130mm이고 기초원(basic circle)의 직경이 107.15mm로 일정하게 하여 동일한 케이스의 형상을 이용할 수 있도록 하였다. Fig. 3은 기존의 로브(사이클로이드, 인벌류트)와 식(9)로 표기되는 Cassini 난형 곡선을 갖는 로브형상을 나타낸다.

$$\rho^2 = c^2 \cos 2\theta + \sqrt{a^4 - c^4 \sin^2 2\theta} \quad (9)$$

(c > 0, a > c)

위 식에서 ρ 와 θ 는 각각 반경과 극각(polar angle)을 나타내고, a , c 는 임의의 수와 초점(focus)을 나타내며, 본 연구에서는 각각 4.98, 4.18을 사용하였다.

4. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용한 실험장치에 대한 개요도를 Fig. 4에 도시하였다. 로브 형상으로는 인벌류트형, Cassini형 및 사이클로이드형을 사용하였으며,

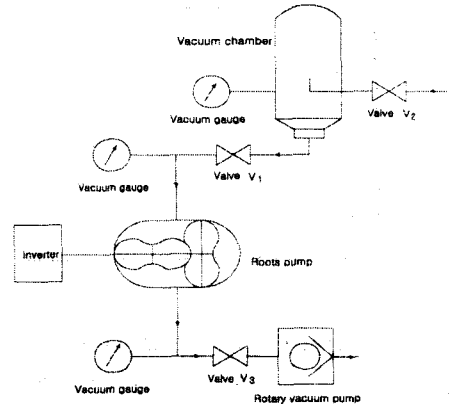


Fig. 4 Experimental Apparatus

진공 용기는 저탄소 특수 스테인레스강을 사용하였다. 흡입 유량을 조절하기 위해서 MFC 유량계(FC-260J, Aera)를 진공 용기의 전단측에 부착시켜 일정 배기량을 공급하도록 하였다.

본 연구에서 후단 펌프는 체적 유량 180 l/min, 최대 도달 압력이 5×10^{-4} torr인 로터리 진공 펌프를 사용하였다. 루츠 펌프는 작동하기 위해 필요한 요구 진공도를 가지므로, 후단 펌프인 로터리 진공 펌프를 가동시킨 후, 루츠 펌프의 배기구에 있는 피라니 게이지(GP-2TRY, ULVAC)의 압력이 2.5 torr가 되었을 때, 루츠 펌프를 가동시켰다.

체적 유량은 최소 압력에서 시작하여 압력을 상승시키면서 측정하였으며, 배기량과 압력을 동시에 측정하였다. 먼저 흡입 배기량이 없을 때, 회전수 변화에 따라 압력을 측정한 다음, 배기량을 일정하게 공급한 후, 압력을 측정하여 체적 유량을 계산하였다.

5. 결과 및 고찰

5.1 수치해석결과

5.1.1 로브가 정지 상태인 경우

본 연구에서는 루츠형 진공 펌프의 초기 흡입 압력과 배기 압력을 각각 0.1mbar와 1bar로 설정하고, 각 변위(α)를 0° 로 일정하게 유지한 다음, 배기 압력이 0.1mbar까지 감소할 경우, 간극에 의한 누설량을 수치적으로 계산하였다. 동일한 케이스에서 로브와 로브 사이의 간극은 인벌류트형, 사이클로이드형, Cassini형이 각각 0.5mm,

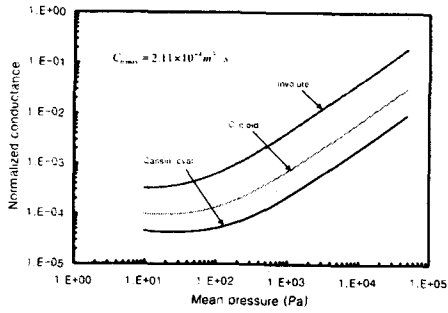


Fig. 5 Normalized leak flow conductance by C_{tltmax} between the lobes evolving with mean pressure

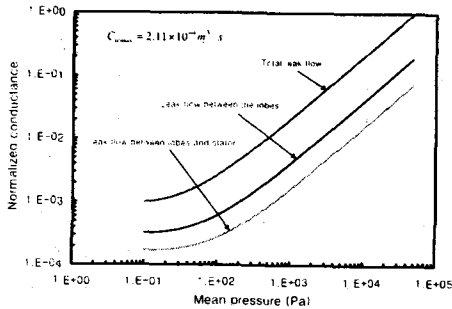


Fig. 6 Normalized total leak flow conductances by C_{tltmax} evolving with mean pressure

0.3mm, 0.2mm이다. 그 결과, 사이클로이드형, Cassini형 보다 인벌류트형이 가장 큰 총 누설량 (C_{tltmax})을 나타내었고, 그 값은 $2.11 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$ 이었다. 따라서, 로브 형상 변화에 따른 간극에 의한 누설량을 C_{tltmax} 로 정규화(normalize)하여 Fig. 5와 Fig. 6에 도시하였는데, 로브 형상에 관계 없이 누설량은 평균 압력이 감소함에 따라 줄어드는 경향을 나타내었다.

로브와 로브 사이의 누설량은 로브 간의 간극이 큰 인벌류트형이 가장 크게 나타났으며, 로브와 스테이터 사이에서의 누설량은 로브와 스테이터 사이의 간극이 세 종류 로브 모두 0.2mm로 동일하므로 같은 누설량을 나타내었다. 로브와 스테이터 사이의 누설량이 평균 압력에 대하여 총 누설량에 영향을 미치는 것 보다 로브 간의 누설량이 총 누설량에 영향을 더 크게 미치므로

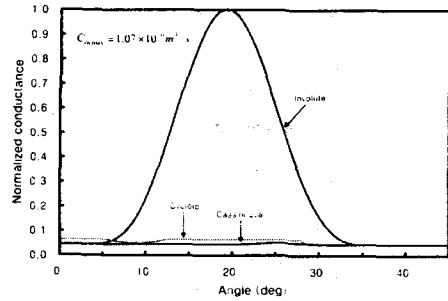


Fig. 7 Normalized total leak flow conductances by C_{rltmax} evolving with the angular position of the lobe

로브 간의 누설량이 가장 큰 인벌류트형이 총 누설량에서 가장 크게 나타났고, Cassini형이 가장 작게 나타났다.

5.1.2 로브가 회전하는 경우

흡입압과 배기압을 각각 0.01mbar와 6mbar로 일정하게 유지시키고, 로브의 각 변위(α)를 변화시키면서 간극에 의한 누설량을 수치적으로 계산한 결과 인벌류트형의 최대 누설량(C_{rltmax})이 $1.07 \times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}$ 으로 가장 큰 값을 나타냈다. 이를 이용하여 세 가지 로브 형상에 대해 누설량을 정규화하여 Fig. 7에 도시하였다.

인벌류트형은 각 변위에 따라 점차 누설량이 증가하다가 20° 부근에서 최대 누설량을 나타내었고, 사이클로이드형과 Cassini형은 거의 비슷한 누설량을 나타내었다.

5.2 실험결과

5.2.1 배기량이 없는 경우

Fig. 8은 배기량이 없을 때(throughput, $Q=0$), 인벌류트형, 사이클로이드형, Cassini형에 대해서 회전수 변화에 따른 흡입 압력을 도시하였다. 인벌류트형이 사이클로이드형, Cassini형보다 상대적으로 체적 용량이 크기 때문에 회전수 증가에 따라 다른 두 로브 보다 흡입 압력이 낮게 나타났고, 체적 용량이 가장 작은 사이클로이드형의 흡입 압력이 높게 나타났다. Fig. 9는 흡입 압력에 대한 압축비를 도시하였는데, 압축비는 체적 용량에 비례하여, 인벌류트형이 가장 크게 나타났다.

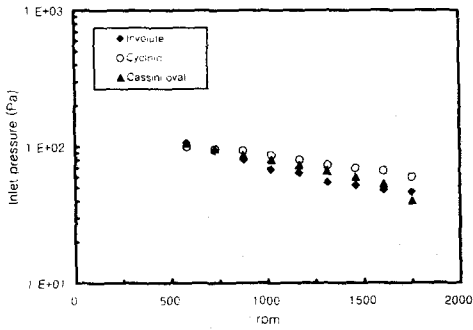


Fig. 8 Inlet pressure as a function of rpm at zero throughput

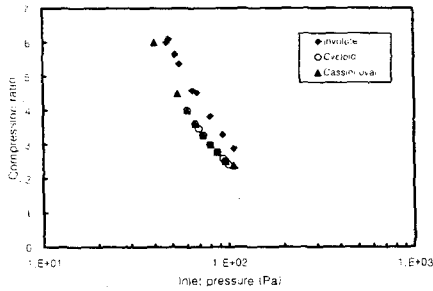


Fig. 9 Inlet pressure versus compression ratio

5.2.2 배기량이 일정한 경우

Fig. 10은 배기량이 일정하게 공급될 때 루츠 펌프의 누설량을 도시하였고, Fig. 11과 Fig. 12는 흡입구와 배기구에서 배기량에 따른 흡입압과 배기압, 그리고 체적 유량에 대해 도시하였다. 누설량은 수치해석 결과와 경향이 비슷하여, 간극이 가장 큰 인벌류트형이 누설량이 많았고, Cassini형이 가장 적은 누설량을 나타내었다. 그리고, 배기량에 대하여 Cassini형은 다른 두 로브보다 흡입압과 배기압이 낮고, 체적 유량이 가장 컸으며, 반면에 인벌류트형은 흡입압과 배기압이 높고, 가장 낮은 체적 유량을 나타내었다. 배기량이 일정하게 유입되었을 때 체적 유량은 체적 용량보다는 간극에 의한 영향이 많이 작용했을 것으로 판단된다. Fig. 13은 루츠 펌프의 흡입압에 대한 체적 유량을 도시하였다. 세 종류의 로브가 흡입압이 낮아질수록 체적 유량이 증가하다가 인벌류트형 로브는 170Pa에서 체적 유량이 감소하였고, 사이클로이드형, Cassini형은 105Pa에서 체

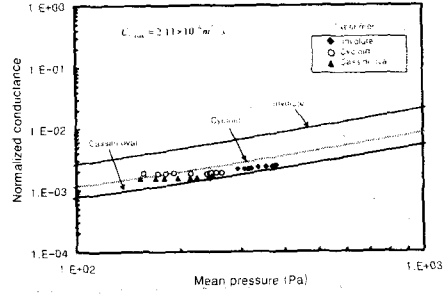
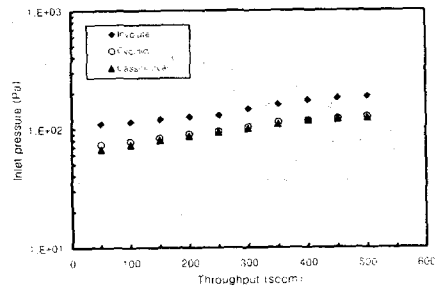
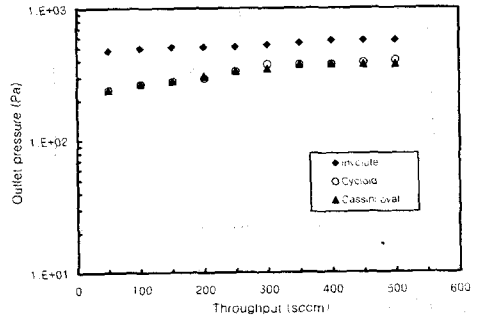


Fig. 10 Normalized total leak flow conductance by $C_{t,max}$ evolving with mean pressure for experiment and calculation



(a) Inlet

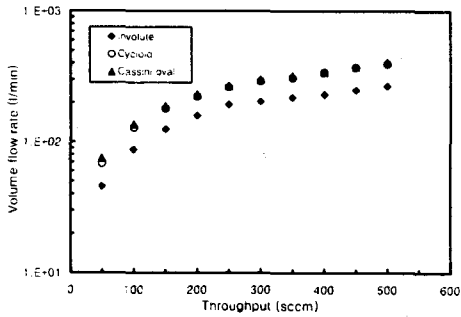


(b) Outlet

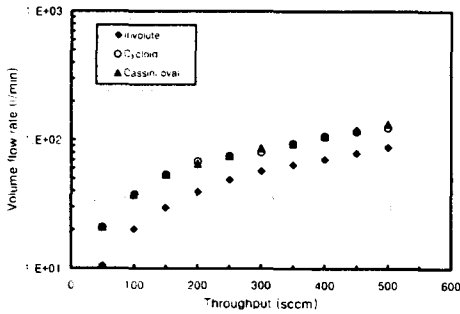
Fig. 11 Inlet and outlet pressure versus throughput
적 유량이 감소하였다.

6. 결론

본 연구에서는 로브 형상 변화가 루츠형 진공



(a) Inlet



(b) Outlet

Fig. 12 Volume flow rate versus throughput at inlet and outlet

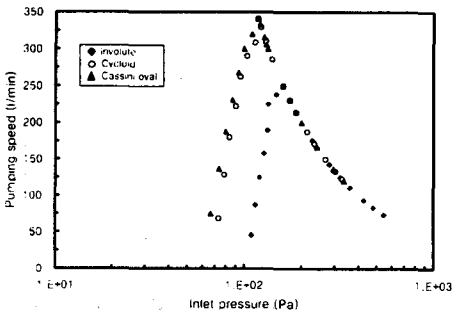


Fig. 13 Volume flow rate versus inlet pressure for Roots type vacuum pump

펌프의 성능에 미치는 영향을 연구하였다. 로브는 인벌류트형, 사이클로이드형, Cassini형 로브를 연구 대상으로 하였다. 로브 형상에 따른 간극의 영향을 수치해석과 실험을 통하여 분석하였고, 루츠형 진공펌프의 성능은 실험을 통하여 고찰하였다. 연구를 수행하여 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 로브와 스테이터 사이의 간극에 의한 누설량보다는 로브와 로브 사이의 간극에 의한 누설

량이 총 누설량에 미치는 영향이 크게 작용하였

다. 따라서, 총 누설량은 로브 사이의 간극이 작은 Cassini형이 가장 적은 총 누설량을 나타냈고, 상대적으로 로브 간의 간극이 큰 인벌류트형이 가장 큰 총 누설량을 나타냈다.

2. 로브의 형상 변화에 따른 간극의 영향은 누설량의 변화를 가져와 루츠형 진공 펌프의 성능에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다. 간극이 큰 인벌류트형이 배기량이 일정하게 공급될 때 누설량이 많아서 체적 유량이 낮았고, 간극이 작은 Cassini형이 체적 유량이 높았다.

3. 배기량 공급이 없을 때, 루츠형 진공 펌프의 성능에 미치는 영향은 간극에 의한 영향보다는 로브 형상에 따른 루츠 펌프의 체적 용량에 좌우되는 것을 알 수 있었다. 따라서, 체적 용량이 큰 인벌류트형 로브가 압축비가 높았고, 체적 용량이 적은 사이클로이드형 로브가 압축비가 낮았다.

후기

본 연구는 한국학술진흥재단의 지원하에 수행되었으며(과제번호:19980410-000), 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) F. J. Eckle, P. Bickert, and R. Lachenmann, Vacuum, V46, No. 8, 793(1995)
- (2) M. H. Hablanian, J. Vac. Sci. Technol., V5, No 4, 2552(1986)
- (3) S. Kata, N. Nakamura, K. Kato, and H. Ohnaka, SAE Paper N861392 (1986)
- (4) J. Patterson and J. B. Ritchie, Int. J. Mech. Sci., V11, 575(1969)
- (5) L. H. Utho and J. H. Takino, SAE paper N870704(1987)
- (6) J. Henning, E. Rossmannith and J. Steinmueller, Vac. Sci. Technol., V20, No 4, 1023(1982)
- (7) L. Valdes, R. Theis, B. Barthod and B. Desmet, Vacuum, V48, No 10, 839 (1997)
- (8) L. Valdes, R. Theis, B. Barthod and B. Desmet, Vacuum, V52, 451(1999)