

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0116

Roots형 과급기 로브 형상 변화가 성능에 미치는 영향

Effects of Lobe Shape Variations on the Performance of Roots-type Supercharger

김 윤 제*, 정 찰 기**
Youn J. Kim, C.-K. Jeong

ABSTRACT

A computer program is developed for creation of a new lobe shape for Roots-type supercharger. Numerical analyses are performed for the flowfields in the pocket volumes formed by various lobe shapes. The governing equations for the two-dimensional, turbulent, operational processes in the housing are discretized by the control volume approach that insures the conservative characteristics to be satisfied in the calculation domain, and they are solved by a modified SIMPLE algorithm. Numerical results show that the effects of secondary flow on the leakage flow rate with the Cassini(B) lobe shape is smaller than that of Cassini(A) rotor. But the pocket volume of Cassini(B) lobe is larger than the other lobe shapes.

주요기술용어 : Roots-type supercharger (Roots형 과급기), Cassini-oval curve (Cassini 난형 곡선), Lobe shapes (로브 형상), FVM (유한체적법), Cavity flow (캐비티 유동)

Nomenclature

a : constant of Cassini-oval curve
 C_μ, C_1, C_2 : empirical constants
 C_{lmax} : total leakage flowrate
 c : focus of Cassini-oval curved lobe
 D : major axis of lobe, mm
 k : turbulence kinetic energy

P : Reynolds production term
 p : pressure, Pa
 R : gas constant
 Q_l : leakage flow rate
 T : temperature, K
 U_i : velocity component, m/sec
 u'_i : fluctuation velocity, m/sec
 x_i : Cartesian coordinate, mm
 α : rotating angle, deg
 α_1, α_2 : semi-empirical constants
 δ : clearance, mm

* 회원, 성균관대학교 기계공학부

** 회원, (주)삼진 기술연구소

- δ_{ij} : Kronecker delta function
- ϵ : dissipation rate
- ρ : fluid density, kg/m^3
- ρ_c : radius of Cassini-oval curved lobe, mm
- $\sigma_k, \sigma_\epsilon$: empirical constants
- μ : molecular viscosity, $kg/m \cdot sec$
- μ_t : eddy viscosity
- φ : inner wall accommodation coefficient
- θ : polar angle, deg

1. 서론

Roots 형제(1854)에 의하여 개발된 루츠형 블로워(Roots-type blower)는 일반적으로 하우징 속에서 누에고치 모양의 2개의 로브(lobe)가 서로 반대 방향으로 회전함으로써 체적 변동을 유발시켜 압축 작용을 하는 비교적 간단한 구조이며 성능이 우수하고 넓은 작동범위를 갖는 저가 품이기 때문에 많이 사용되고 있다. 이러한 형태의 유체기계가 갖는 기계적 장점을 들면, 회전차 상호간에 약간의 간극(0.05~0.5mm)이 있고, 로브의 단면 형상이 대칭이므로 동적 평형을 유지할 수 있기 때문에 고속회전이 가능하다는 점이다. 또한 하우징 내부의 배제실 용적이 비교적 커서 토출 유량을 크게 할 수 있으며, 하우징 기밀 유지를 하지 않고 로브들의 작동이 타이밍 기어를 통한 비접촉식이므로 마찰손실이 적다는 장점이 있다. 그리고, 타이밍 기어와 간극 때문에 하우징 내부의 윤활이 필요없으므로 작동 유체에 오일 유입의 염려가 없는 특징을 갖고 있다. 특히 저속에서 원심식 보다 효율 및 응답성이 좋기 때문에 자동차용 과급기(supercharger)나 진공 시스템의 러핑펌프(roughing pump)등으로 널리 사용되고 있다.¹⁻³⁾

Roots형 과급기의 작동과정을 3단계로 구분하여, 그 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 먼저, a-b 과정은 로브가 회전하면서 입구에 공기를 흡입시

키고 점차적으로 체적이 감소되어 압축이 일어나는 과정을 나타낸다. 그리고 b-c과정은 흡입되어 압축된 공기가 출구쪽으로 이동되며 로브와 하우징 사이의 간극으로 누출되는 과정이며, 마지막으로 c-d과정은 출구쪽으로 공기가 팽창되어 밀려나가는 과정을 도시한 그림인데, 두 곳의 간극을 통하여 누출이 발생하게 된다.⁴⁾

Figure 2 는 Roots형 과급기의 열역학적 사이클을 나타낸 압력-체적 선도이며, 사이클이 행하는 일은 그림에서 사각형의 면적과 동일하다.⁵⁾

이러한 Roots형 과급기의 성능은 로브의 형상에 따라 크게 좌우되기 때문에 용적체적이 큰 새로운 로브 형상 개발은 고효율을 도모할 수 있으며, 아울러 형상 변화에 따라 소음 저감을 가져올 수 있다.

본 연구에서는 효율증대에 목적을 두고 로브 형상을 변화시키며, 로브 형상의 작도를 용이하게 할 수 있는 범용 프로그램을 개발하여 Cassini 난형(oval) 곡선을 갖는 새로운 로브 형상을 개발하고자 한다. 또한 로브 형상 변화에

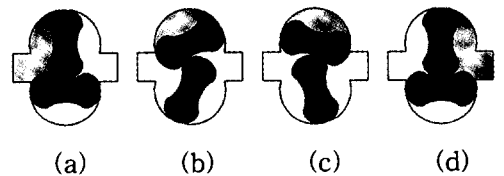


Fig. 1 Operational processes

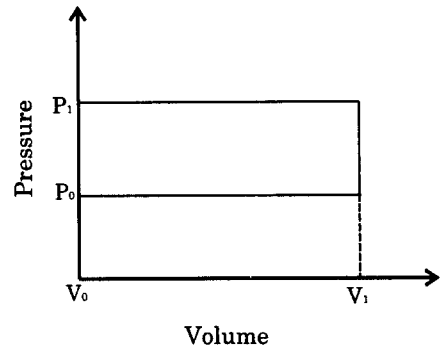


Fig. 2 P-V diagram for pocket contents

따라 하우스징 내부 유동장에 대한 수치해석을 통하여 고효율을 갖는 Roots형 과급기의 새로운 로브 형상을 제시하고자 한다.

2. 로브 형상 및 누설유량

2.1 로브 형상

Roots형 과급기의 로브 형상은 잇수에 따라 2엽(lobe)과 3엽, 그리고 기어 형상에 따라 평기어(spur gear)형과 헬리컬 기어(helical gear)형으로 구분한다. 3엽이나 헬리컬형의 로브는 소음이 적지만 효율이 낮은 단점을 가지고 있다.⁶⁾

본 연구에서는 로브의 기본 형상을 2엽의 평기어형으로 선택하였으며, 인벌류트(involute)형상, 에피 사이클로이드(epicycloid) 곡선과 하이퍼 사이클로이드(hypercyloid) 곡선에 의하여 구성되는 사이클로이드(cycloid) 형상, 그리고 Cassini 난형(oval) 곡선을 이용한 로브 형상을 비교대상으로 정하였다.

인벌류트, 사이클로이드, Cassini형 로브는 모두 동일한 하우스징 내에서 장축의 길이가 130.3mm로 동일하나, Table 1에 기술한 것처럼 단축의 길이는 각각 37.3mm, 37.5mm, 37.6mm로 다른 값을 가진다.

본 연구에서 고려한 Cassini형 로브 형상은 다음 식으로 표기되는 Cassini 난형 곡선을 이용하였다.⁷⁾

$$\rho_c^2 = c^2 \cos 2\theta + \sqrt{a^4 - c^4 \sin^2 2\theta} \quad (1)$$

$$(a > c > 0)$$

위 식에서 ρ_c 와 θ 는 각각 반경과 극각(polar angle)을 나타낸다. 또한, a 와 c 는 임의의 수와 초점(focus)을 나타내는데, 본 연구에서는 각각 4.98, 4.18을 사용하였다. 그러나 Roots형 과급기의 로브는 2개의 형상이 같고, 작동시 계속적으로 접촉하지 말아야 되기 때문에 단순한 Cassini 난형 곡선으로는 로브 형상을 만들 수 없다. 따라서 본 연구에서는 로브 형상을 자유롭게 작도할 수 있는 프로그램을 개발하였다.

Figure 3은 새로운 로브 형상의 작도 원리를 보여주고 있다. 먼저 기초원(basic circle)을 작도한 후 양쪽의 $\pm 45^\circ$ 에서 Cassini 난형 곡선을 접하게 한다. 나머지 두 부분의 90° 는 Cassini 난형 곡선이 회전하며 생기는 궤적(locus)을 이용하여 작도하게 된다.

프로그램을 이용하여 로브의 장축길이가 일정할 때 식(1)의 a 와 c 값을 변화시켜가면서 다양한 형상을 작도하였으며, 체적효율의 주요 변수가 되는 용적체적을 계산하였다.

Figure 4는 기존의 로브 형상(인벌류트형, 사이클로이드형)과 Cassini 난형 곡선을 이용하여 작도한 로브 형상을 나타내었다. 그림에서 Cassini(A)와 Cassini(B) 형상은 식(1)의 변수 a 값을 변화시켜 작도하였다.

Table 1 Specification of the modelled lobe shapes

Type	Pocket volume $\times 10^{-4}(\text{m}^3)$	Major axis (mm)	Minor axis (mm)
Involute	4.65276	130.3	37.3
Cycloid	4.46156	"	37.5
Cassini oval	4.50794	"	37.6

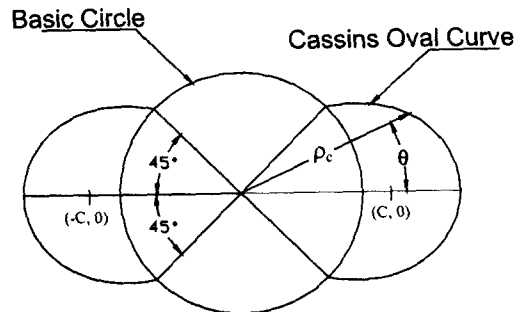


Fig. 3 Shape of Cassini-oval curved lobe

이러한 결과로부터 얻어진 몇 개의 Cassini 난형 곡선을 갖는 로브 중 용적체적이 좋은 것을 선택하여 수치해석 모델로 사용하였다.

2.2 누설유량

Roots형 과급기의 누설량은 로브와 스테이터의 기하학적 형상, 즉 로브와 로브 사이의 간극, 로브와 스테이터 사이의 간극, 그리고 Fig. 5 에서와 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. 6 참조). 정상 상태에서 유량비는 일차원 좌표계에서 x 를 따라 변하게 되는데, 압력구배에 대한 질량 유량비의 변화는 일정한 관계식으로 나타낼 수 있다.

변하는 직사각형 단면을 통한 누설 질량 유량 Q_i 는 설정된 고정 압력에 의하여 영향을 받는다. 누설 질량유량 Q_i 는 다음과 같은 일계 미분방정식으로 나타낼 수 있다.⁸⁾

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

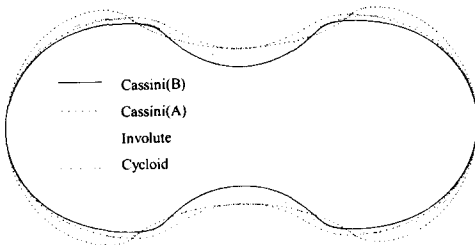


Fig. 4 Comparison of pocket volumes with various lobe shapes

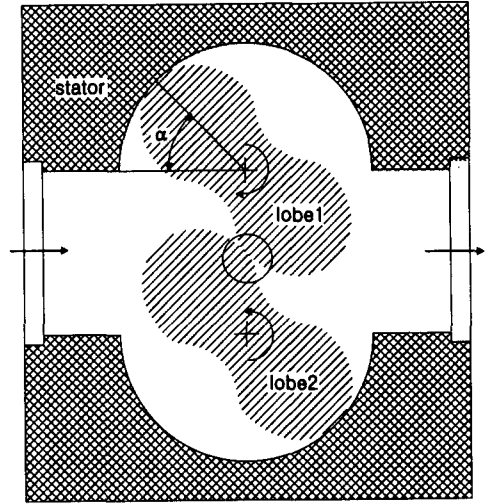


Fig. 5 Outline of Roots-type supercharger

위 식에서 계수 A, B, C 는 각각 다음과 같다.

$$A = \sqrt{\frac{2}{\pi} RT} \quad (3)$$

$$B = \frac{h b}{\mu} \quad (4)$$

$$C = \frac{\left(\frac{2}{\varphi} - 1\right)}{\left(1 + \frac{h}{b}\right)} \cdot \frac{[1 + \alpha_1 (AB)^{\alpha_2}]}{[1 + \frac{16K}{3} \pi \alpha_1 (AB)^{\alpha_2}]} \quad (5)$$

여기서, T 는 가스량의 압력구배에 관한 온도, μ 는 점성계수, R 은 기체 상수, φ 는 내벽 보정 계수, α_1, α_2 는 반경험적으로 얻어지는 고정 상수이다. 본 연구에서 사용된 $\varphi, \alpha_1, \alpha_2$ 는 각각 0.97, 1.23, 0.3이다. K 는 기하학적 형상에 따라 변하는 값이므로 b 와 h 항만으로 이루어지고 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = \frac{3}{8} \left(1 + \frac{h}{b}\right) \left(\frac{b}{h} E + E - F + G\right) \quad (6)$$

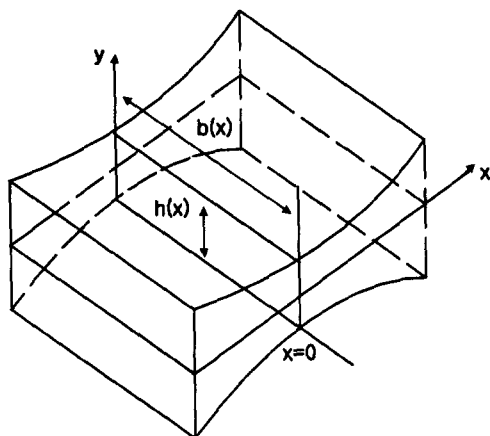


Fig. 6 Characteristics $h(x)$ and $b(x)$ of a duct with a plane symmetry.

위 식에서 변수 E, F, G 는 각각 다음과 같다.

$$E = \frac{b}{h} \ln \left(\frac{b}{h} + \sqrt{1 + \frac{b^2}{h^2}} \right) \quad (7)$$

$$F = \frac{1}{3} \left(1 + \frac{b^2}{h^2} \right) \quad (8)$$

$$G = \frac{1}{3} \left(1 + \frac{b^3}{h^3} \right) \quad (9)$$

본 연구에서는 4차 Runge-Kutta 기법을 사용하여 누설유량을 구하였다.

3. 수치해석

3.1 해석모델 및 격자생성

각기 다른 형상에 대한 유동소음의 특성을 고찰하기 위하여 내부유동에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석모델의 로브 최장 직경 (D)과 간극 크기 (δ)의 비 (δ/D)는 0.005로 일정하며 회전 속도는 3000rpm을 선택하였다.

격자구조는 Fig. 7에 도시한 바와 같이 해의 수렴성을 좋게 하기 위하여 직교성 (orthogonality)을 갖도록 하였으며, Laplace

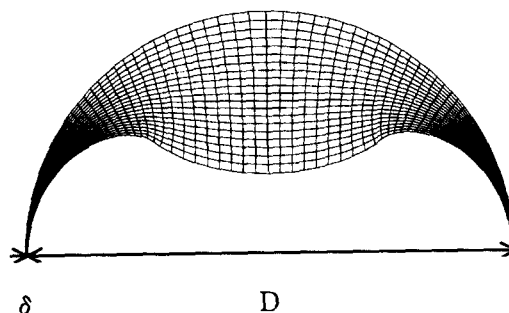


Fig. 7 Grid systems (71×21)

방정식을 이용하여 생성하였다. 격자수는 회전방향으로 71개, 반경방향으로 21을 선택하였다.

3.2 수치해석방법

내부유동을 해석하기 위하여 본 연구에서는 운동량방정식의 종속변수로서 물리적 공변 (covariant)속도 성분을 채택하였다. 또한 SIMPLE 기법을 사용하여 연속방정식과 운동량 방정식을 결합하였고, 블로워 내부유동은 완전 난류유동이라 가정하여 표준 $k-\epsilon$ 난류방정식을 이용하였다. 수치 모델에 대한 신뢰성을 검증하기 위하여 모양이 유사한 입방형 캐비티 (cavity) 유동에 대한 수치해석을 행하였으며, 이의 결과는 Fuchs와 Tillmark⁹⁾가 행한 실험 및 수치해석 결과와 비교하였으며, 일치된 결과를 얻을 수 있어 수치모델의 타당성을 검증하였다.

비선형 지배 방정식을 해석적으로 구하기는 현실적으로 불가능하기 때문에 계산 영역을 여러 개의 격자로 나누고 이산화(discretize) 함으로써 지배방정식을 선형화하여 해를 구하는 방식이 일반적으로 사용된다. 이러한 이산화 개념은 연속적인 계산영역인 공간 및 시간을 체계적으로 바꾸는 것이다. 지배 방정식을 이산화하는 방법으로서 본 연구에서는 유한체적법(finite volume method)을 사용하였고 격자계의 구성은 엇갈림(staggered) 격자구조를 갖게 하였다. 여기서 대류항과 확산항에 대한 이산화기법은 보존성, 한

계성, 수송성을 만족시키고 계산시간을 줄이기 위해 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다.¹⁰⁾

3.3 지배방정식

정상상태의 난류유동에 대한 시간평균 연속 방정식과 운동량방정식은 2차원-직교좌표계에서 각각 다음과 같은 텐서 형태로 나타낼 수 있다.

연속 방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i) = 0 \quad (10)$$

운동량 방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = \\ -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 $-\rho \overline{u_i u_j}$ 항은 난류확산을 나타내는 레이놀즈 응력항으로서, Boussinesq의 난류점성 모델에 따라 평균유동의 변형률과 와점성계수(eddy viscosity)에 의하여 다음과 같이 나타내었다.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = -\rho \frac{3}{2} k \delta_{ij} + \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (12)$$

와점성계수 μ_t 는 난류 유동의 이력(history)에 따라 변하는 값으로써 난류운동의 특성길이(characteristic length)와 특성속도(characteristic velocity)에 의해 결정되며, 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (13)$$

$k-\epsilon$ 모델에서는 난류운동에너지 k 로부터 특성속도를, 난류운동에너지 소산을 ϵ 를 이용하여

간접적으로 특성길이를 정하여 와점성계수를 구할 수 있으며, 기본방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + P - \rho \epsilon \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] \\ - \frac{\epsilon}{k} [\mu_t C_1 P - \rho C_2 \epsilon] \end{aligned} \quad (15)$$

식(14)와 식(15)에서 P 는 레이놀즈 전단응력에 의한 생성항(production term)으로써 다음 식과 같다.

$$P = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial U_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (16)$$

위 식에서 난류 모델링을 위하여 사용된 상수는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_\mu = 0.09, \quad C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \\ \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3 \end{aligned}$$

3.4 경계조건

유동해석의 중요한 요소인 경계조건을 다음과 같이 몇 가지로 나누어 정리하였다. 하우징 벽면에서는 $\vec{V} = \omega \times r$ 의 속도조건을 주었으며, 로브 벽면에서는 점착조건(non-slip condition)을 사용하였다. 난류상태에 있는 벽면부근의 유동은 속도 구배가 크기 때문에 많은 격자점을 집중시켜야 한다. 하지만, 본 연구에서는 벽함수(wall function)를 사용하여 계산시간과 벽면부근의 격자 수를 줄일 수 있게 하였다. 하우징과 로브의 간극을 출구 경계면으로 가정하여 경계면에서의 플럭스는 확산항이 0이 되고 대류항만이 남도록 처리하였다. 또한, 모든 유동변수에 대하여 유선 방향으로 구배가 존재하지 않는 Neumann 조건을 사용하여 압력은 일정하다고 가정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 유동장 분석

모든 로브 모델의 유동해석 결과는 작은 입출구 단면적을 가지는 입방형 캐비티 유동과 유사한 형태를 가지고 있어 중앙부에 와류(vortex flow)가 발생하게 되고 이에 따라 와류 중앙부의 압력이 감소함을 알 수 있다.

Figure 8은 인벌류트 로브 형상에 대한 속도장을 수치적으로 해석한 결과를 나타내며, Fig. 9는 사이클로이드 로브 형상에 대한 것이다. Figures 10과 11은 Cassini 난형 곡선을 이용해 개발한 Cassini(A)형과 Cassini(B)형의 로브에 대한 수치해석 결과이다.

Figure 8에서 인벌류트 로브 주위의 속도장은 흐름이 자연스러움을 보여주고 있다. 와류의 중심부는 로브 중앙부에서 가지는 굴곡과 양끝단의 좁은 유로 때문에 빠른 회전에도 불구하고 캐비티 유동과는 달리 회전방향으로 거의 이동되지 않음을 알 수 있다. 왼쪽 간극부에서는 상당한 양의 누설이 일어나고 있음을 나타내고 있으며, 좁은 간극으로 통과하지 못한 많은 양의 공기는 로브 중앙부로 유입되면서 점차로 유입량이 많아져 로브 벽면 주위의 속도가 빨라지게 됨을 알 수 있다. 결국 간극으로 유입된 공기는 대부분 하우스링 벽면을 통해 반대쪽 간극으로 누설되고, 이러한 유동으로 로브 주위에는 와류가 형성됨을 알 수 있다.

Figure 9에 도시한 전반적인 유동 패턴은 Fig. 8과 비슷한 양상을 보이고 있다. 그러나, 사이클로이드형 로브는 에피 사이클로이드와 하이퍼 사이클로이드 곡선이 접하는 부분에서 로브의 기하학적 형상 때문에 속도 변화가 심하게 되어 와류의 중심부가 인벌류트 로브 보다 오른쪽(회전방향)으로 이동됨을 볼 수 있다. 또한 와류의 발생으로 인해 간극으로 유입되어 벽면부를 통해 다시 반대쪽 간극으로 유입되는 누설량이 줄어들게 됨을 유추할 수 있다.

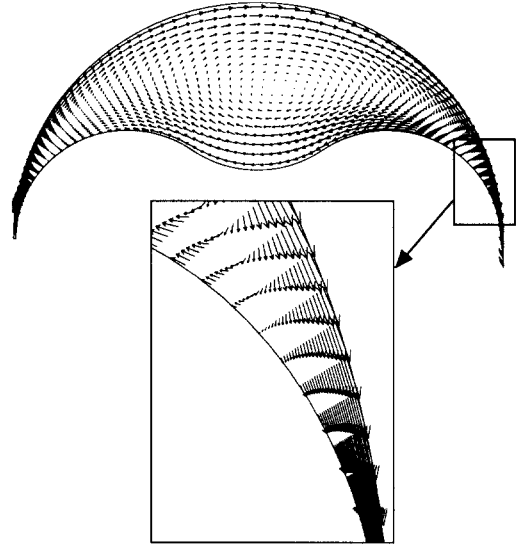


Fig. 8 Velocity vector in the housing of involute lobe shape

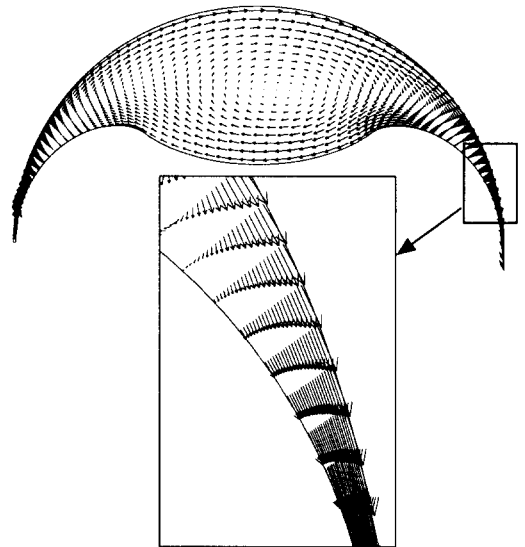


Fig. 9 Velocity vector in the housing of cycloidal lobe shape

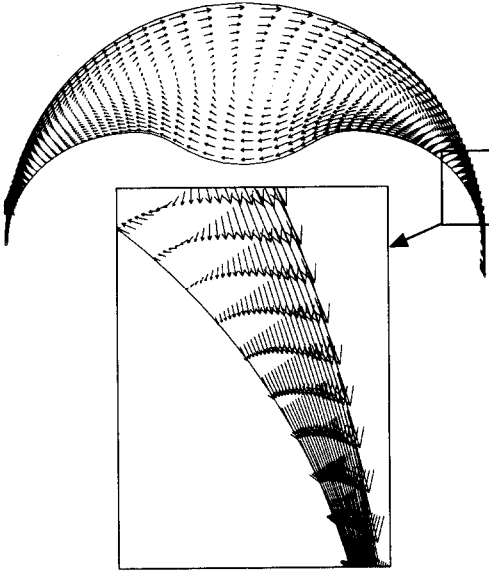


Fig. 10 Velocity vector in the housing of Cassini-oval curved lobe shape(A)

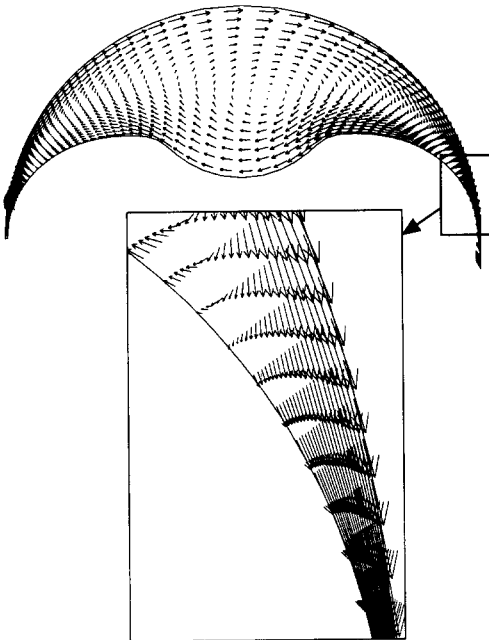


Fig. 11 Velocity vector in the housing of Cassini-oval curved lobe shape(B)

Figure 10에서 Cassini(A)형 로브는 중앙부의 형상변화가 심하여 이에 따라 기존의 로브 형상에서의 결과보다 와류가 크게 발달되지 못하고 있음을 알 수 있다.

Figure 11의 Cassini(B)형 로브의 경우 인벌류트 로브와 유사하게 기하학적으로 완만한 곡면을 형성함에 따라 상당히 큰 와류가 발생되고 있음을 알 수 있다.

4.2 누설유량

4.2.1 정지 상태의 로브인 경우

본 연구에서는 Roots형 과급기의 로브형상 변화에 따른 누설량을 계산하기 위하여 과급기를 역회전시킴으로써 얻을 수 있는 Roots형 저진공 펌프를 모델로 하였다. 즉, 초기 흡입 압력과 배기 압력을 각각 0.1mbar와 1bar로 설정하고, 각 변위(α)를 0° 로 일정하게 유지한 다음, 배기 압력을 0.1mbar까지 감소할 경우, 간극을 통한 누설량을 수치적으로 계산하였다. 동일한 하우징에서 로브와 로브 사이의 간극은 기하학적 형상 조건으로 인하여 인벌류트형, 사이클로이드형, Cassini(A)형이 각각 0.5mm, 0.3mm, 0.2mm이다. 그 결과, 사이클로이드형, Cassini(A)형 보다 인벌류트형이 가장 큰 총 누설량(C_{itmax})을 나타내었고, 그 값은 $2.11 \times 10^{-4} m^3/s$ 이었다.

따라서, 로브 형상 변화에 따른 간극에 의한 누설량을 C_{itmax} 로 정규화(normalize)하여 Figs. 12-14에 도시하였는데, 로브 형상에 관계없이 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 종류의 로브 모두 0.2mm로 동일하므로 같은 누설량을 나타내었다.

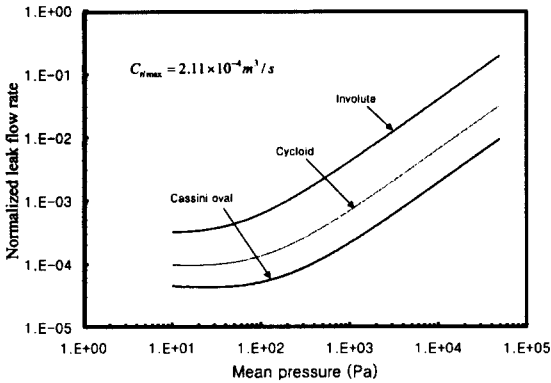


Fig. 12 Normalized leak flow rate by C_{tmax} between the lobes evolving with mean pressure

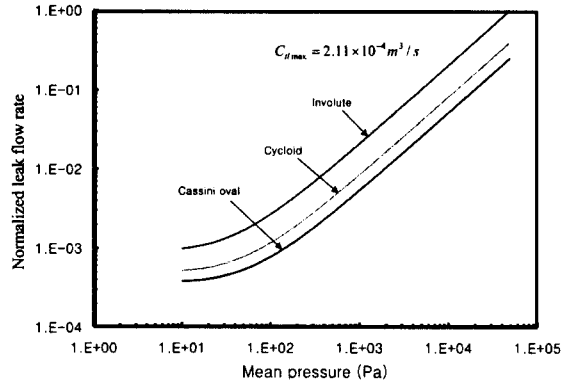


Fig. 14 Normalized total leak flow rate by C_{tmax} evolving with mean pressure

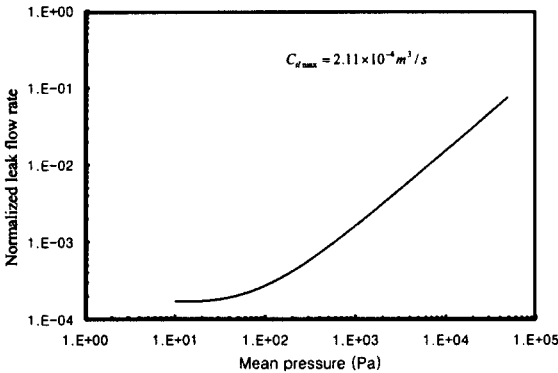


Fig. 13 Normalized leak flow rate by C_{tmax} between lobes and stator evolving with mean pressure for all lobe shapes

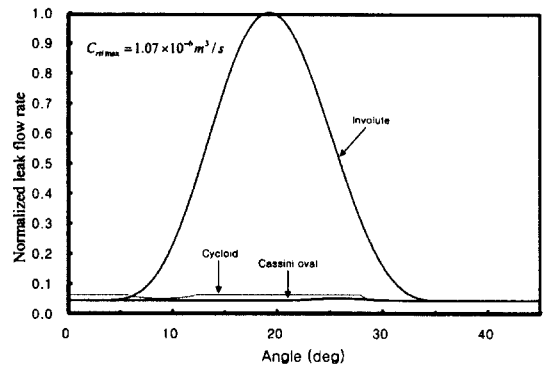


Fig. 15 Normalized total leak flow rate by C_{rltmax} evolving with the angular position of the lobe

로브와 스테이터 사이의 누설량이 평균 압력에 대하여 총 누설량에 영향을 미치는 것 보다 로브 간의 누설량이 총 누설량에 영향을 더 크게 미치므로 로브 간의 누설량이 가장 큰 인벌류트형이 총 누설량에서 가장 크게 나타났고, Cassini(A)형이 가장 작게 나타났다.

4.2.2 로브가 회전할 때

흡입압력과 배기압력을 각각 0.01mbar와 6mbar로 일정하게 유지시키고, 로브의 각 변위(α)를 변화시키면서 간극을 통한 누설량을 수치적으로 계산한 결과 인벌류트

형의 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. 15에 도시하였다.

인벌류트형은 각 변위에 따라 점차 누설량이 증가하다가 20° 부근에서 최대 누설량을 나타내었고, 사이클로이드형과 Cassini(A)형은 거의 비슷한 누설량을 나타내었다.

5. 결론

본 연구에서는 과급기나 저진공용 펌프로 사용되는 Roots형 유체기계의 로브 형상을 작도하는

프로그램을 개발하였으며, 이 프로그램을 이용하여 Cassini 난형 곡선을 갖는 로브를 작도하였다. 또한 이렇게 구해진 로브의 용적체적과 형상 변화에 따른 유동특성을 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 수치적으로 해석하였으며 기존의 로브와 비교하였다.

Cassini 난형 곡선을 갖는 로브 형상은 용적체적을 변수에 따라 변화시킬 수 있어 기존의 로브보다 용적체적을 크게 만들 수 있었다. 또한 수치 해석 결과 이송과정에서 끝단간극을 통해 하우징 내부로 유입된 공기는 벽면을 따라 반대쪽으로 누설되어 와류를 형성시켰으며, 이 와류의 크기와 모양은 로브의 형상에 의해 결정되어 유입 및 누설량이 변함을 알 수 있었다.

수치 해석 결과 로브와 스테이터 사이의 간극에 의한 누설량보다는 로브와 로브 사이의 간극에 의한 누설량이 총 누설량에 미치는 영향이 크게 작용하였다. 따라서, 총 누설량은 로브 사이의 간극이 작은 Cassini 형이 가장 적은 총 누설량을 나타냈고, 상대적으로 로브 간의 간극이 큰 인벌류트형이 가장 큰 총 누설량을 나타냈다.

로브의 형상 변화에 따른 간극의 영향은 누설량의 변화를 가져와 Roots형 과급기의 성능에 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다. 간극이 큰 인벌류트형인 경우 누설량이 많아 체적 유량이 낮았고, 간극이 작은 Cassini형이 체적 유량이 높았다.

참 고 문 헌

- 1) Kato, S., Nakamura, N., Kato, K., and Ohnaka, H., "High Efficiency Supercharger increases Engine Output, Reduces Fuel Consumption Through Computer Control", SAE Paper No. 861392, 1986.
- 2) Kimbara, Y. and Konishi, M., "Development of 2-Liter 6-Cylinder Gasoline Engines, Toyota 1G Engine Series", SAE Paper No. 87197, 1987.
- 3) Uthoff, L. H. and Yakimow, J. W., "Supercharger versus Turbocharger in Vehicle Applications", SAE Paper No. 870704, 1987.
- 4) Patterson, J. and Ritchie, J. B., "Roots Blower Performance", Int. J. Mech. Sci., Vol. 11, pp. 575-593, 1969.
- 5) Kociba, R. and Pan, M. D., "The General Motors Supercharged 3800 Engine", SAE Paper No. 910685, 1991.
- 6) Uthoff, L. H. and Yakimow, J. W., "Development of the Eaton Supercharger", SAE Paper No. 870355, 1987.
- 7) Oakley, C. O., "Analytic Geometry", Barnes & Noble, New York, 1957.
- 8) Valdes, L., Theis, R., Barthod, B. and Desmet, B., "Calculating Transient Flows through Ducts of Non-constant Rectangular Shape", Vacuum, Vol. 48, No. 10, pp. 839-843, 1997.
- 9) Fuchs, L. and Tillmark, N., "Numerical and Experimental Study of Driven Flow in a Polar Cavity", Int. J. for Num. Methods in Fluids, Vol. 14, pp. 1087-1109, 1985.
- 10) Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill, New York, 1980.