

스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활 성능해석 - Part I: 유한요소 해석 및 기본 성능평가

이안성[†] · 양재훈* · 최동훈**

한국기계연구원 회전체그룹, *LG.PHILIPS LCD 기구설계1팀, **한양대학교 기계공학부

Lubrication Performance Analyses of Spiral Groove Dry Gas Seals - Part I: FE Analysis and Basic Performance Evaluation

An Sung Lee[†], Jae-Hun Yang* and Dong-Hoon Choi**

Rotor Dynamics Group, Korea Institute of Machinery and Materials

*Mechanism Design 1 Team, LG.PHILIPS LCD

**School of Mechanical Engineering, Hanyang University

Abstracts – In this study a general Galerkin FE lubrication analysis method for the compressible Reynolds equation in cylindrical coordinates is presented. Then, the method is applied for analyzing lubrication performances of spiral groove dry gas seals. The effects of coning and number of groove on performance indices are evaluated at low and high rotating speeds: 3,600 and 15,000 rpm. Results show that, for the primary design consideration performances such as the opening force and axial and angular stiffnesses, a negative or small coning and a large number of groove are preferred.

Key words – spiral groove, dry gas seal, lubrication performance, Galerkin FE analysis, opening force, leakage, axial stiffness and damping, angular stiffness and damping, coning, number of groove.

1. 서 론

가스를 윤활 매체로 하는 비접촉 미케니컬 페이스 시일들은 흔히 드라이 가스 시일로 불린다. 드라이 가스 시일은 60년대 후반 가스 베어링 개념으로부터 출발하여, 70년대 항공용 가스터빈에서 압축기로부터 블리드(bleed)된 압축 공기의 베어링 내 유입 최소화를 통한 전체 윤활 시스템의 경량화를 목적으로 개발 적용되었다. 현재는 극한 또는 오염환경에서 운전되는 터보·유체기계를 위한 정밀 누설제어 부품으로 크게 주목받고 있으며, 그 적용 분야가 폭 넓게 확대되어 가고 있다[1-3].

정유·석유화학 플랜트 등의 상업용 터보·유체기계에 적용되는 드라이 가스 시일은 유해한 유체를 취급하는 믹서, 펌프, 압축기 등에서 시일 시스템 내에

원충(buffer) 또는 차단(barrier) 가스를 주입해 작업 유체의 완전 배출제로(zero-emission)를 달성하는 한편, 에너지와 유지보수 비용절감을 위해 활용된다. 그리고 우주·항공 분야의 고성능 터보기계에 적용되는 드라이 가스 시일은 특히 압력과 속도가 매우 높아 보통의 미케니컬 페이스 시일들이 심각하게 과열(overheating)되는 분야에서 가장 큰 적용 가능성을 보여준다[4]. 드라이 가스 시일이 탁월한 성능을 보이는 이유는 실링(sealing) 인터페이스가 액체 필름 부상 비접촉 또는 고체 접촉 미케니컬 페이스 시일 보다 매우 작은 마찰열을 발생하는 안정성 높은 매우 얇은 가스 필름을 갖는다는 것이다. Shapiro 등[5]은 스파이럴 그루브 가스 시일이 액체 산화제(liquid oxygen, LOX) 터보펌프에 대한 가장 중요한 적용 후보임을 보고한 바 있다. 이는 스파이럴 그루브 가스 시일이 누설을 효과적으로 억제하고 액체 산화제 환경에서 재난적인 폭발 사고를 일으킬 수 있는 리빙(rubbing) 접촉을 방지할 수 있는

[†]주저자 · 책임저자 : aslee@kimm.re.kr

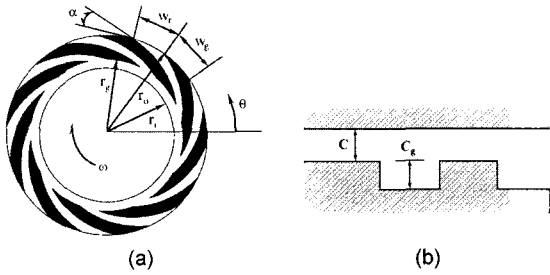


Fig. 1. Geometry and design parameters of a spiral groove face seal.

성능을 보였기 때문이다.

1970년대 이래 윤활 문제의 해석도구로 유한요소법이 보편적으로 사용되고 있다. 유한요소법은 복잡한 형상의 구현이 쉬울 뿐 아니라 다양한 경계조건의 체계적인 취급이 가능하고, 특히 시일 면에 음각된 그루브와 같은 기하 형상의 불연속 문제에도 용이하게 적용될 수 있는 장점이 있다. 유한요소 윤활해석 정식화에는 원래 보존계의 구조해석에서 유래한 변분원리[6-8]와 함께 유체나 열전달 문제와 같은 비보존계의 모델 정식화에도 일반적 제약 없이 강력히(weak formulation) 적용될 수 있는 Galerkin 유한요소법[9-16]이 사용될 수 있으며, 현재 후자가 보다 널리 사용되고 있다.

일반적으로, 평범한 윤활 면을 갖는 가스 윤활 트라이보-요소에서는 가스의 점성이 액체에 비해 상당히 작아(2 order less) 안정된 윤활 필름 형성에 필요한 충분한 유체동압 효과가 발생하기 어렵다. 이의 극복을 위해, 드라이 가스 시일은 흔히 Fig. 1과 같은 스파이럴 그루브 기하 형상의 유체동압 자기부상 메카니즘(hydrodynamic self-acting lifting mechanism)을 채택하고 있으며, 이는 스파이럴 그루브가 타 형상에 비해 최적의 설계성능을 갖기 때문이다. 최근, 스파이럴 그루브를 채택한 드라이 가스 시일의 설계진보는 시일의 안전성과 신뢰성을 충분히 향상시켜서 이들 시일이 비용과 성능의 모든 관점에서 액체 시일보다 우수한 선택이 되게 하고 있다. 드라이 가스 시일의 대표적 윤활 성능지표인 개방력, 누설량, 축방향 강성과 감쇠, 그리고 각(angular)방향 강성과 감쇠에 영향을 줄 수 있는 설계 파라미터로는 운전속도, 시일 면의 코닝(coning), 그루브의 개수, 스파이럴 각도, 그리고 그루브의 폭비, 반경비, 깊이비, 테이퍼비 등이 있다.

본 Part I 연구에서는 원통 좌표계 압축성 Reynolds 방정식에 대한 윤활 필름의 섭동을 고려한 Galerkin 유한요소 윤활 성능해석 기법이 제시되며, 이를 스파

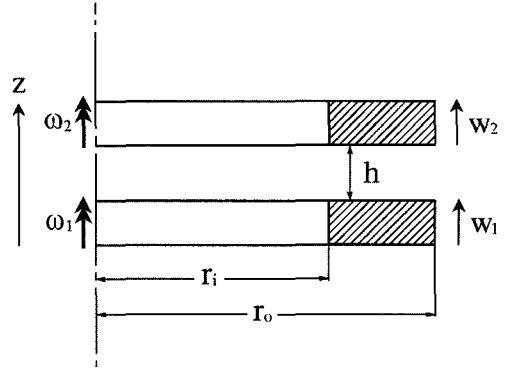


Fig. 2. Cylindrical coordinate system for two seal ring faces.

이럴 그루브 드라이 가스 시일에 적용하여 저속 3,600 rpm과 고속 15,000 rpm에서 코닝과 그루브의 개수가 시일의 윤활 성능지표에 미치는 영향이 해석 평가된다. 그리고 Part II [17] 연구에서는 스파이럴 그루브의 상세 설계 파라미터인 스파이럴 각도, 그리고 그루브의 폭비, 반경비, 깊이비, 테이퍼비가 저속과 고속의 두 속도에서 윤활 성능지표에 미치는 영향이 해석 평가될 것이다.

2. 유한요소 정식화

Fig. 2는 윤활 필름에 의해 분리되어 서로 상대 운동하고 있는 두 시일 링 면의 원통 좌표계를 나타내며, 두 시일 링 사이의 일반적인 Reynolds 방정식은 식 (1)로 표현될 수 있다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = 6r \frac{\partial}{\partial \theta} \{ \rho h (\omega_1 + \omega_2) \} + 12r \left\{ \rho (W_2 - W_1) - \rho \omega_2 \frac{\partial h}{\partial \theta} + h \frac{\partial \rho}{\partial t} \right\} \quad (1)$$

여기서, 스테이터(stator)에 그루브를 갖는 드라이 가스 시일의 경우 $\omega_1 = \omega = const$, $\omega_2 = 0$, $W_2 - W_1 = \frac{\partial h}{\partial t}$ 이므로, 식 (1)로부터 압축성 Reynolds 방정식은

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\rho r h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{6}{r} \frac{\partial (\rho \omega r h)}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \quad (2)$$

윤활 작동가스에 대해 등온, 등점성, 그리고 이상기체를 가정하고 무차원화를 거치면, 최종적으로 식 (3)

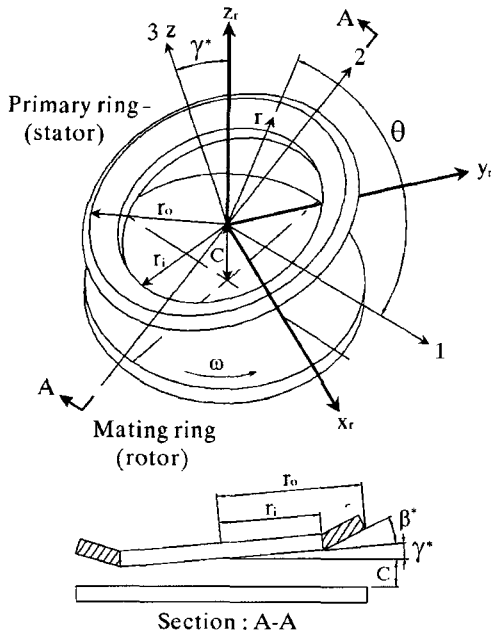


Fig. 3. Relative position between two seal ring faces and their sectional film geometry.

의 무차원 압축성 레이놀즈 방정식이 얻어진다.

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{PH^3}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RPH^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda \partial (RPH)}{R \partial \theta} + \Gamma \frac{\partial (PH)}{\partial \tau} \quad (3)$$

일반적으로 미스얼라인먼트와 코닝이 함께 존재하는 두 시일 링 사이의 상대 위치와 단면 윤활 필름의 형상이 Fig. 3에 나타나 있다. 메이팅 링에 대한 주시일 링의 상대 미스얼라인먼트가 발생하는 1축은 항상 메이팅 링의 평면에 평행하며 2축은 항상 최대 필름두께 지점을 가리킨다. 1축으로부터 시일 면 입의 위치에서의 필름두께는

$$H (= h/C) = 1 + \gamma R \sin \theta + \beta (R - R_i) + \langle H_s \rangle \quad (4)$$

여기서, $\gamma (= \dot{\gamma} r_i / C)$ 는 두 시일 링 면사이의 상대 미스얼라인먼트, $\beta (= \beta' r_i / C)$ 는 시일 면의 내·외경에 걸친 코닝 또는 경사각, 그리고 $\langle H_s (= C_s / C) \rangle$ 는 그루브의 깊이로 그루브 영역에서 만 계산된다. 한편, 평형 상태 중심선 시일 틈새, C ,와 상대 미스얼라인먼트, γ ,로부터 필름두께의 미소 섭동된 축방향 변위, Z ,와 미스얼라인먼트, γ ,를 고려하면,

$$H = 1 + Z + (\gamma_0 + \dot{\gamma}) R \sin \theta + \beta (R - R_i) + \langle H_s \rangle \quad (5)$$

$$= H_0 + Z + \dot{\gamma} R \sin \theta$$

여기서, $H_0 (= 1 + \gamma_0 R \sin \theta + \beta (R - R_i) + \langle H_s \rangle)$ 는 평형 상태의 시일 틈새를 나타낸다. 따라서, 필름두께의 시인 편미분은

$$\frac{\partial H}{\partial \tau} = \dot{Z} + \dot{\gamma} R \sin \theta \quad (6)$$

그리고, 필름두께의 섭동 변위와 속도에 대한 압력의 1차수 전개(first order expansion)는

$$P = P_0 + P_z Z + P_\gamma \dot{\gamma} + P_z \dot{Z} + P_\gamma \dot{\gamma} \quad (7)$$

식 (5-7)을 식 (3)에 대입하여 전개하고 섭동의 2차수 이상 항을 무시하여 정리하면, 식 (8)의 섭동 Reynolds 방정식이 얻어진다.

$$0: \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{P_0 H_0^3}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda \partial (R P_0 H_0)}{R \partial \theta} \quad (8.a)$$

$$Z: \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{P_0 H_0^3}{R} \frac{\partial P_z}{\partial \theta} + \frac{3 P_0 H_0^2}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + \frac{P_z H_0^3}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_z}{\partial R} + 3 R P_0 H_0^2 \frac{\partial P_0}{\partial R} + R P_z H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (R P_0 + R P_z H_0) - \Gamma P_z H_0 \quad (8.b)$$

$$\dot{\gamma}: \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{P_0 H_0^3}{R} \frac{\partial P_\gamma}{\partial \theta} + \frac{3 P_0 H_0^2}{R} R \sin \theta \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + \frac{P_\gamma H_0^3}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_\gamma}{\partial R} + 3 R P_0 H_0^2 R \sin \theta \frac{\partial P_0}{\partial R} + R P_\gamma H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 R^2 \sin \theta + R P_\gamma H_0) - \Gamma P_\gamma H_0 \quad (8.c)$$

$$\dot{Z}: \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{P_0 H_0^3}{R} \frac{\partial P_z}{\partial \theta} + \frac{P_z H_0^3}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_z}{\partial R} + R P_z H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (R P_z H_0) + \Gamma (P_0 + P_z H_0) \quad (8.d)$$

$$\dot{\gamma}: \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{P_0 H_0^3}{R} \frac{\partial P_\gamma}{\partial \theta} + \frac{P_\gamma H_0^3}{R} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P_0 H_0^3 \frac{\partial P_\gamma}{\partial R} + R P_\gamma H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = \frac{\Lambda}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (R P_\gamma H_0) + \Gamma (P_0 R \sin \theta + P_\gamma H_0) \quad (8.e)$$

Reynolds 방정식의 Galerkin 유한요소 정식화는 식 (8.a-c)의 각 섭동된 방정식에 개개 요소에 대한 가중 잔여오차 적분(weighted residual integral)을 적용하고 부분적분 전개를 통해 수행된다. 최종적으로 얻어지는 Reynolds 방정식의 유한요소 행렬방정식은

$$[K^e] \begin{Bmatrix} P_0^e \\ P_z^e \\ P_\gamma^e \\ P_z^e \\ P_\gamma^e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r_0^e \\ r_z^e \\ r_\gamma^e \\ r_z^e \\ r_\gamma^e \end{Bmatrix} \quad (9)$$

여기서,

$$K_{ij}^e = \iint P_0 H_0^3 \left(\frac{1}{R^2} \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{\partial N_j}{\partial \theta} + \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{\partial N_j}{\partial R} \right) dA \quad (9.a)$$

$$r_{0i}^e = \Lambda \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} P_0 H_0 dA + \int N_i P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial R} dS + \int N_i \left(\frac{P_0 H_0^3 \partial P_0}{R \partial \theta} - \Lambda R P_0 H_0 \right) m dS \quad (9.b)$$

$$r_{zi}^e = - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{3 P_0 H_0^3 \partial P_0}{R^2} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{3 P_0 H_0^3 \partial P_0}{\partial R} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{P_z H_0^3 \partial P_0}{R^2} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{P_z H_0^3 \partial P_0}{\partial R} dA + \Lambda \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} (P_0 + P_z H_0) dA + \Gamma \int N_i P_z H_0 dA + B.L.I. \text{ Terms} \quad (9.c)$$

$$r_{\gamma i}^e = - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{3 P_0 H_0^3 \sin \theta \partial P_0}{R} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{3 R P_0 H_0^3 \sin \theta \partial P_0}{\partial R} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{P_\gamma H_0^3 \partial P_0}{R^2} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{P_\gamma H_0^3 \partial P_0}{\partial R} dA + \Lambda \iint \frac{\partial [N]}{\partial \theta} (P_0 R \sin \theta + P_\gamma H_0) dA + \Gamma \int [N]^T P_\gamma H_0 dA + B.L.I. \text{ Terms} \quad (9.d)$$

$$r_{zi}^e = - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{P_z H_0^3 \partial P_0}{R^2} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{P_z H_0^3 \partial P_0}{\partial R} dA + \Lambda \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} P_z H_0 dA - \Gamma \int N_i (P_0 + P_z H_0) dA + B.L.I. \text{ Terms} \quad (9.e)$$

$$r_{\gamma i}^e = - \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} \frac{P_\gamma H_0^3 \partial P_0}{R^2} dA - \iint \frac{\partial N_i}{\partial R} \frac{P_\gamma H_0^3 \partial P_0}{\partial R} dA$$

$$+ \Lambda \iint \frac{\partial N_i}{\partial \theta} P_\gamma H_0 dA - \Gamma \int N_i (P_0 R \sin \theta + P_\gamma H_0) dA + B.L.I. \text{ Terms} \quad (9.f)$$

여기서, *B.L.I. Terms* (boundary line integral terms)는 경계에 부가된 유량조건을 나타내는 선적분으로 실제 적분에는 사용되지 않는다. 식 (9.a-f)으로 표현된 개개 요소에 대한 각 행렬방정식은 요소의 연결 공통 절점에서 압력은 같고 유량은 더해진다는 원칙에 따라 식 (10)의 전체방정식으로 조립되며, 여기에 경계조건을 부가하여 각 압력이 구해진다. 본 연구에서 사용된 유한요소는 4개의 절점을 갖는 평면 사변형 요소(plane bilinear element)이다.

$$[K] \begin{Bmatrix} P_0 \\ P_z \\ P_\gamma \\ P_z \\ P_\gamma \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r_0 \\ r_z \\ r_\gamma \\ r_z \\ r_\gamma \end{Bmatrix} \quad (10)$$

평형상태 시일 가스 필름의 축방향 개방력, F_0 ,과 미스얼라인먼트에 대한 복원모멘트, M_0 , 그리고 내·외경 경계에서의 누설, Q_r ,은 Newton-Raphson 기법으로 구하여진 P_0 로부터 계산된다.

$$F_0 = \iint P_0 dA \quad (11)$$

$$M_0 = \iint P_0 R \sin \theta dA \quad (12)$$

$$Q_r = - \sum_i r_{0i} \quad (13)$$

여기서, 식 (13)의 아래첨차 i 는 내경 또는 외경 경계를 따른 누설경로 상의 절점 전부를 나타낸다. 그리고 시일 가스 필름의 축방향과 각방향 강성과 감쇠계수는 구하여진 섭동 압력들, P_z , P_z , P_γ , P_γ 로부터 다음으로 계산된다.

$$K_{zz} = - \iint P_z dA \quad (14)$$

$$D_{zz} = - \iint P_z dA \quad (15)$$

$$K_{\gamma\gamma} = - \iint P_\gamma R \sin \theta dA \quad (16)$$

$$D_{\gamma\gamma} = - \iint P_\gamma R \sin \theta dA \quad (17)$$

한편, 시일 페이스에서의 발열량(가스의 점성저항으로 발생하는 열량)은

$$W = \iint \frac{R^2}{H} dA \quad (18)$$

3. 해석결과 고찰

Fig. 1(a)에서 그루브의 경계를 형성하는 스파이럴의 지배함수[18]는

$$r = r_i e^{\theta \tan \alpha} \quad (19)$$

여기서, 스파이럴 각도, α 는 스파이럴의 연장선과 외경원의 접선 사이의 각도이며, W_g 와 W_r 는 외경원에서의 그루브와 리지(ridge)의 폭(또는 원호길이)을 나타낸다. r_i , r_g , r_o 는 각각 내반경, 그루브 반경, 외반경이다. 그리고 Fig. 1(b)에서 C_g 는 그루브 깊이를 나타낸다. 한편, 여기서 정의된 형상 설계인자들은 시일의 성능에 많은 영향을 미치므로 성능인자라고도 한다. Fig. 4(a)와 4(b)는 해석에 사용된 스파이럴 그루브 시일의

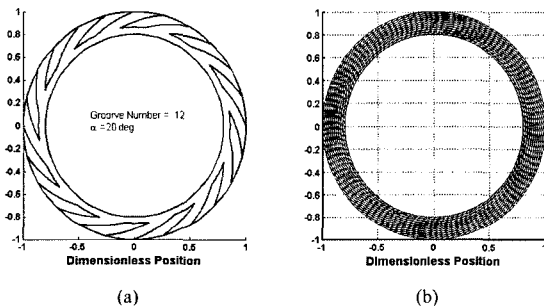


Fig. 4. A spiral groove seal face: (a) Geometry, (b) FE mesh.

형상과 유한요소 메쉬를 보여주며, 시일의 정확한 기하 형상 설계인자와 운전조건은 Table 1에 정리되어 있다.

Figs. 5-9는 $\gamma_0=0$ 와 $\omega=15000$ rpm (or $\Lambda=250$)에서 구하여진 평형상태 압력과 접동 압력의 분포를 보여 준다. 여기서, $\gamma_0=0$ 인 점을 활용하여, P_0 , P_z , P_y 의 분포는 1/12 section에 대한 분포를 이용하여 전체 면에 대해 구성되었다. 그러나, P_x , P_y 의 분포는 처음부터 전체 면을 대상으로 계산되어진 값을 이용하여 구성된 것으로, 다만 계산 메모리를 줄이기 위하여 원주 열과 반경 열을 하나씩 차례로 건너뛰는 방식을 적용하여 실제 노드 수를 대폭 줄였으며, 이에 따른 각방향 강성과 감쇠 값에 대한 영향은 거의 없으므로 확인되었다. 한편, Fig. 10은 실의 반경을 따른 P_0 의 평균값을 보여주며, 그루브 반경 위치에서 가장 큰 압력이 발생함을 알 수 있다.

드라이 가스 시일에서는 실링(sealing)을 이루는 두 면에서 가공, 기계적 부하(압력, 원심력 등), 그리고 열 부하의 영향으로 코닝이 발생할 수 있으며, 이의 시일 성능에 대한 영향이 설계시 고려되어야 한다. 본 해석에서는 Fig. 2와 같이 시일의 내·외경에 걸쳐 일정한 직선형 코닝이 발생하는 것으로 가정하였으며, 양(+)의 코닝은 외경에서 내경(또는 고압측에서 저압측)으로 수렴하는 썸기(converging wedge)를 말한다. Figs. 11-14는 코닝의 변화에 따른 시일의 개방력, 누설, 축방향과 각방향 강성, 그리고 축방향과 각방향 감쇠 성능의 변화를 저속(3600 rpm)과 고속(15000 rpm)의 경우에 대해 보여준다. Fig. 11로부터, 코닝이 증가함에 따라

Table 1. Geometric parameters and operating conditions of a gas spiral groove face seal [19]

Seal geometry	Inner radius	$r_i = 0.07112$ m
	Groove radius	$r_g = 0.076454$ m
	Outer radius	$r_o = 0.0889$ m
	Seal clearance	$C = 2.54$ μ m
	Groove depth	$C_g = 2.54$ μ m
	Spiral angle	$\alpha = 20^\circ$
	Groove width ratio	0.5 ($W_g = W_r$)
	Number of grooves	$N_g = 12$
Operating condition	Viscosity	$\mu = 10.963 \times 10^{-6}$ Pa·s
	Inner pressure	$p_i = 0.1013$ MPa
	Outer pressure	$p_o = 0.505$ MPa
	Rotating speed	$\omega = 3600$ or 15000 rpm
	Compressibility number	$\Lambda = 60$ or 250 for $p_{ref} = p_o$
Number of elements for 1/12 section		651 (31×21)

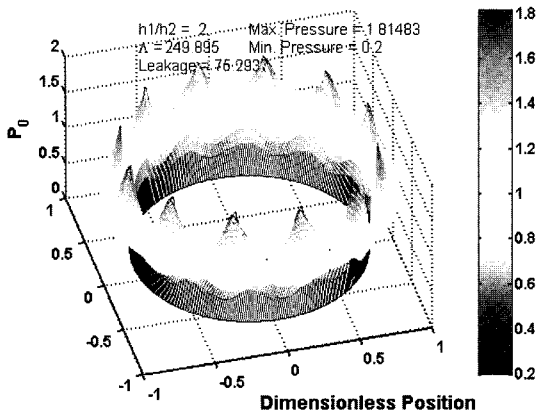


Fig. 5. P_0 distribution for $\gamma = 0$ and $\omega = 15000$ rpm.

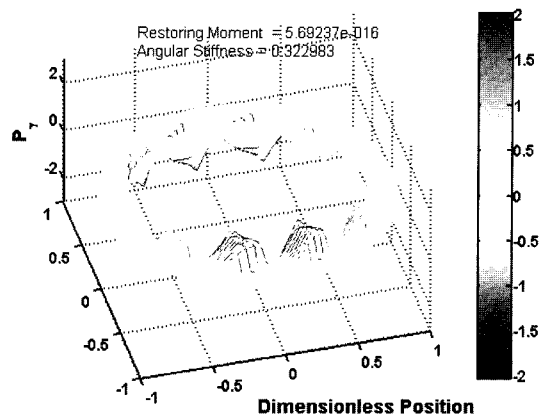


Fig. 8. P_γ distribution for $\gamma = 0$ and $\omega = 15000$ rpm.

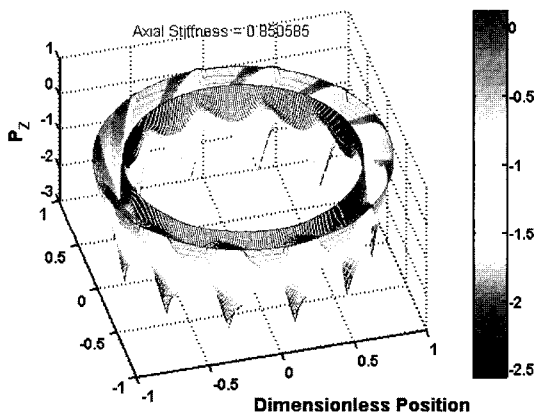


Fig. 6. P_z distribution for $\gamma = 0$ and $\omega = 15000$ rpm.

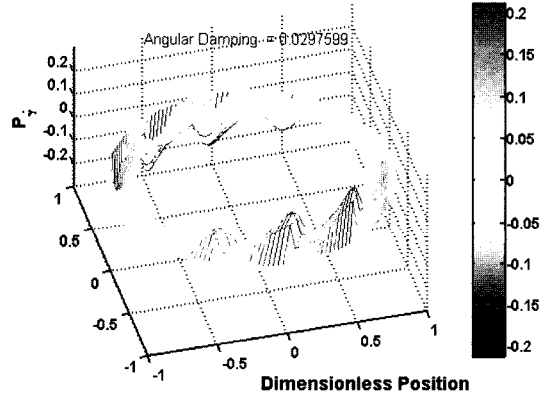


Fig. 9. P_γ distribution for $\gamma = 0$ and $\omega = 15000$ rpm.

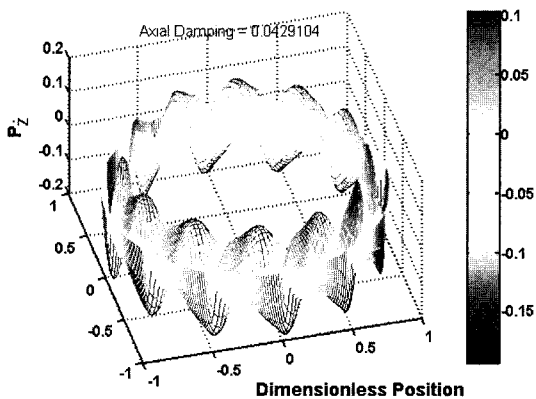


Fig. 7. P_z distribution for $\gamma = 0$ and $\omega = 15000$ rpm.

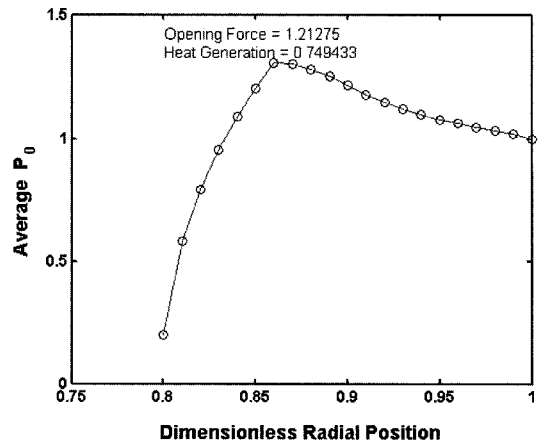


Fig. 10. Average P_0 distribution along the seal radius.

저속에서는 개방력이 감소하다 서서히 증가하며 고속에서는 급격히 감소하여 수렴하는 경향을 보인다. 개방력 측면에서 전반적으로 음(-)의 또는 작은 코닝이

유리함을 알 수 있다.

Fig. 12로부터, 코닝이 증가함에 따라 저속에서는 누설이 연속적으로 증가하고 고속에서는 감소하다 증가

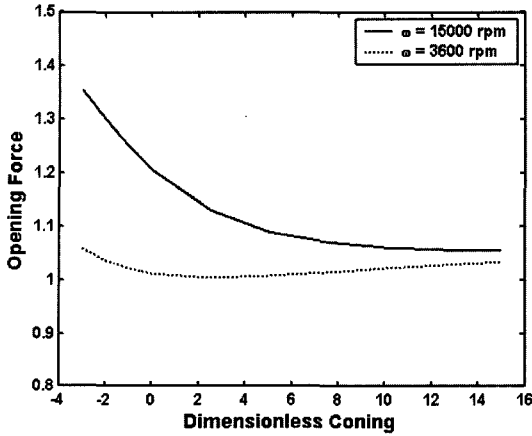


Fig. 11. Opening force vs. coning at 3,600 and 15,000 rpm.

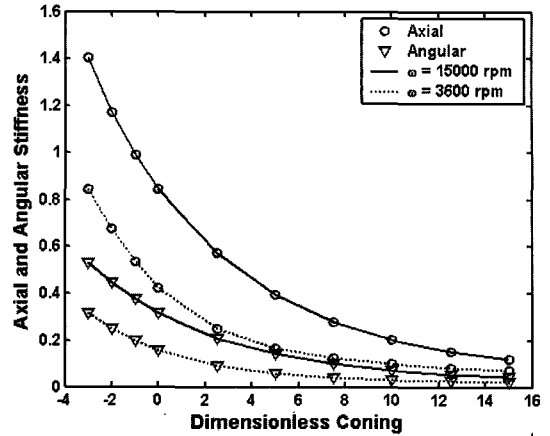


Fig. 13. Axial and angular stiffnesses vs. coning at 3,600 and 15,000 rpm.

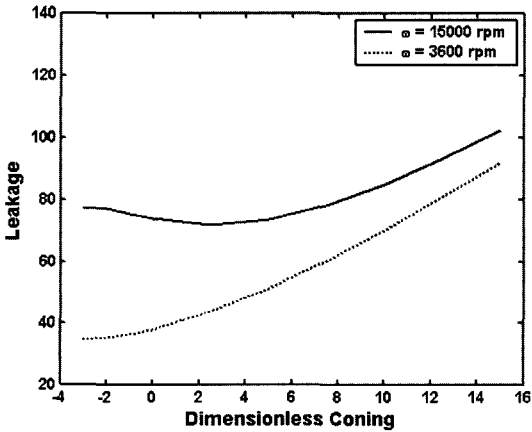


Fig. 12. Leakage vs. coning at 3,600 and 15,000 rpm.

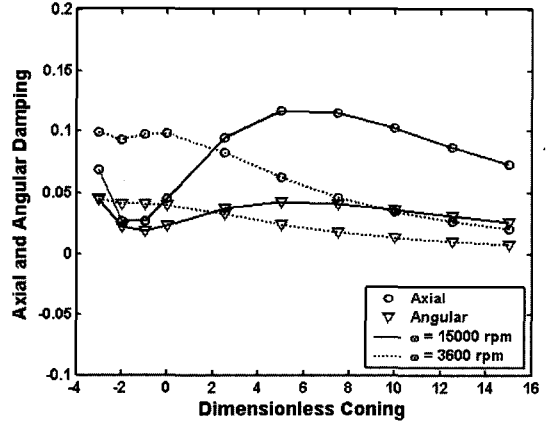


Fig. 14. Axial and angular dampings vs. coning at 3,600 and 15,000 rpm.

하는 경향을 보인다. 누설 측면에서 전반적으로 음의 또는 작은 코닝이 유리함을 알 수 있다. Fig. 13으로부터, 코닝이 증가함에 따라 축방향과 각방향 강성 모두 연속적으로 감소하여 수렴하는 경향을 보인다. 코닝 값에 관계없이, 개방력, 누설, 그리고 축방향과 각방향 강성 모두 저속보다 고속에서 더 큰 값을 갖는다. Fig. 14로부터, 저속에서는 코닝이 증가함에 따라 축방향과 각방향 감쇠 모두 감소하는 경향을 보이며, 고속에서는 축방향과 각방향 감쇠 모두 감소하다 증가하여 다시 감소하는 경향을 보인다. 이상에서, 코닝은 시일의 개방력, 누설량, 그리고 축방향과 각방향 강성 성능 면에서 속도에 관계없이 음 또는 또는 작은 값을 갖는 것이 우수한 설계임이 확인된다. 한편, 드라이 가스 시일의 이러한 특성은 무엇보다도 양의 축방향 강

성 확보를 위해 절대적으로 양의 코닝이 주어져야 하는 비압축성 액체 미케니컬 페이스 시일[13]과 큰 대조를 보인다.

Figs. 15-18는 그루브의 개수 변화에 따른 시일의 개방력, 누설, 축방향과 각방향 강성, 그리고 축방향과 각방향 감쇠 성능의 변화를 저속(3600 rpm)과 고속(15000 rpm)의 경우에 대해 보여준다. Figs. 15-17로부터, 그루브 개수가 증가함에 따라 개방력, 누설, 그리고 축방향과 각방향 강성 모두 거의 선형적으로 증가하며, 저속보다 고속에서 더 큰 값을 갖는다. 반면, Fig. 18로부터, 축방향과 각방향 감쇠는 그루브 개수가 증가함에 따라 모두 거의 선형적으로 감소하며, 저속보다 고속에서 더 작은 값을 갖는다. 이상에서, 일차적인 설계검토 성능인 개방력과 강성 면에서 많은 그루

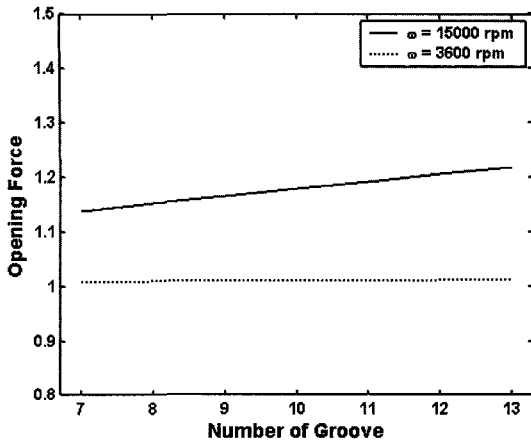


Fig. 15. Opening force vs. number of groove at 3,600 and 15,000 rpm.

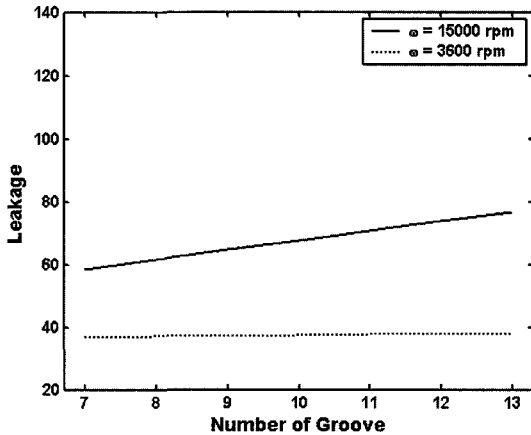


Fig. 16. Leakage vs. number of groove at 3,600 and 15,000 rpm.

브 개수를 갖는 것이 선호되며, 다만 가공의 종합적 경제성 관점에서 상용 스파이럴 그루브 시일들은 통상 12개의 그루브를 채택하고 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 원통 좌표계 압축성 레이놀즈 방정식에 대한 윤활 필름의 섭동을 고려한 일반화된 갤러킨 유한요소 윤활해석 기법이 제시되었다. 이를 스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활성능 해석에 적용하였으며, 다양한 성능지표에 대한시일 면의 코닝과 그루브 개수의 영향이 저속(3,600 rpm)과 고속(15,000 rpm)에서 해석 평가되었다. 해석결과, 일차적인 설계고려 성능인 개방력 그리고 축방향과 각방향 강성 측면

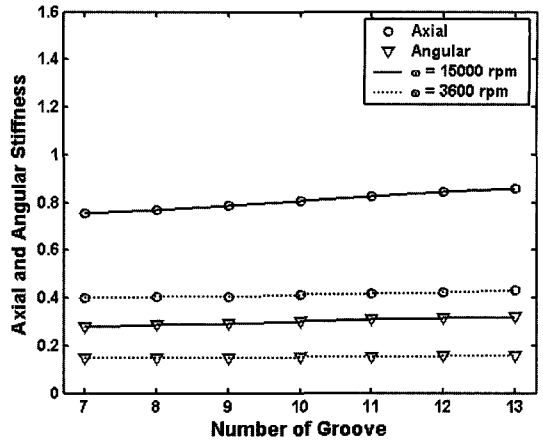


Fig. 17. Axial and angular stiffnesses vs. number of groove at 3,600 and 15,000 rpm.

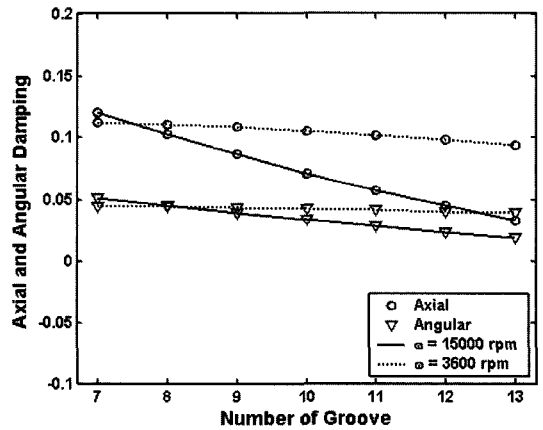


Fig. 18. Axial and angular dampings vs. number of groove at 3,600 and 15,000 rpm.

에서, 음(-) 또는 작은 코닝과 많은 수의 그루브 개수가 우수한 설계임이 확인되었다. 고속에서는 보다 강화된 유체동압 효과에 의해 개방력, 누설, 그리고 축방향과 각방향 강성에서 저속보다 크게 증가된 값들이 얻어졌다. 그러나, 축방향과 각방향 감쇠는 코닝과 연계하여 저속과 고속에서 일정한 경향을 논의하기 어려우며, 그루브 개수와 연계하여 고속에서 저속에 비해 더욱 감소하는 특성을 보였다.

후 기

본 연구는 과학기술부 민군겸용기술사업 “과제번호: M1-0209-00-0004”의 지원으로 수행되었습니다. 연구를 지원해주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

기호 약속

A^*	: area, [m ²]
A	: dimensionless area, A^*/r_o^2
C	: centerline land or ridge seal clearance, [m]
C_g	: groove depth, [m]
d_{zz}	: axial damping, [N · s/m]
D_{zz}	: dimensionless axial damping, $(C\alpha p_o r_o^2) d_{zz}$
$d_{\gamma\gamma r}$: angular damping, [N · m · s/rad]
$D_{\gamma\gamma}$: dimensionless angular damping, $(C\alpha p_o r_o^4) d_{\gamma\gamma r}$
F^*	: opening force, [N]
F	: dimensionless opening force, $(1/p_o r_o^2) F^*$
h	: film thickness, [m]
h_i	: groove taper height, [m]
H	: dimensionless film thickness, $h/C = 1 + \gamma R \sin\theta + \beta(R - R_i)$
H_0	: dimensionless equilibrium film thickness, $1 + \gamma_0 R \sin\theta + \beta(R - R_i)$
k_{zz}	: axial stiffness, [N/m]
K_{ZZ}	: dimensionless axial stiffness, $(C/p_o r_o^2) k_{zz}$
$k_{\gamma\gamma r}$: angular stiffness, [N · m/rad]
$K_{\gamma\gamma}$: dimensionless angular stiffness, $(C/p_o r_o^4) k_{\gamma\gamma r}$
M^*	: restoring moment, [N · m]
M	: dimensionless restoring moment, $M^*/(p_o r_o^3)$
N	: shape function
N_g	: number of groove
p	: pressure, [Pa]
P	: dimensionless pressure, p/p_o
Q_r^*	: radial leakage, [kg/s]
Q_r	: dimensionless radial leakage, $-(12\mu R_g T/C^3 p_o^2) Q_r^*$
r	: r -coordinate
R	: dimensionless radius, r/r_o
R_g	: gas constant, [N · m/kg · K]
t	: time, [s]
T	: absolute temperature, [K]

W^*	: heat generation, [W]
W	: dimensionless heat generation, $(C/\mu\omega^2 r_o^4) W^*$
W_g	: groove width
W_r	: ridge width
z	: z -coordinate or axial perturbed displacement of h
Z	: dimensionless axial perturbed displacement, z/C
α	: spiral angle
β^*	: seal coning, $(h_o - h_i)/(r_o - r_i)$, [rad]
β	: dimensionless coning, $\beta^* r_o/C$
γ^*	: relative misalignment between seal faces, [rad]
γ	: dimensionless misalignment or perturbed misalignment, $\gamma^* r_o/C$
γ_0	: dimensionless equilibrium misalignment
Γ	: 2Λ
θ	: θ -coordinate
Λ	: compressibility number or seal operation parameter, $6\mu\omega r_o^2/p_o C^2$
μ	: fluid viscosity, [Pa · s]
ρ	: density, [kg/m ³]
τ	: dimensionless time, ωt
ω	: rotating speed, [rad/s]

Subscripts

e	= element
g	= groove radius
i	= inner radius
o	= outer radius
0	= equilibrium state

참고 문헌

1. Gabriel, R. P., "Fundamentals of Spiral Groove Non-contacting Face Seals," *ASLE Lubrication Engineering*, Vol. 35, No. 7, pp. 367-375, 1979.
2. Sedy, J., "Improved Performance of Film-Riding Gas Seals Through Enhancement of Hydrodynamic Effects," *ASLE Trans.*, Vol. 23, No. 1, pp. 35-44, 1980.
3. Morrissey, C. P., "A New Shaft Sealing Solution for Small Cryogenic Pumps," *STLE Tribology Trans.*, Vol. 39, No. 4, pp. 964-968, 1996.

4. Cai, W. X. and Shiomi, N., "Research on Performances of Spiral-Groove Gas Seal," *The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, Hawaii, Feb. 10-14, 2002.
5. Shapiro, W., Walowit, J., and Jones, H. F., "Analysis of Spiral-groove Face Seals for Liquid Oxygen," *ASLE Trans.*, Vol. 27., No. 3, pp. 177-188, 1984.
6. Reddi, M. M., "Finite-Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem," *ASME Trans. Journal of Lubrication Technology*, pp. 524-533, 1969.
7. Reddi, M. M. and Chu, T. Y., "Finite Element Solution of the Steady State Compressible Lubrication Problem," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 92, pp. 495-503, 1970.
8. Booker, J. F. and Huebner, K. H., "Application of Finite Element Methods to Lubrication: An Engineering Approach," *ASME Journal of Lubrication Technology*, pp. 313-323, 1972.
9. Cheng, H. S. and Pan, C. H. T., "Stability Analysis of Gas-Lubricated Self-Acting, Plain, Cylindrical, Journal Bearings of Finite Length, Using Galerkin's Method," *ASME Journal of Basic Engineering*, 1965.
10. Zuk J., "Compressible Seal Flow Analysis Using the Finite Element Method with Galerkin Solution Technique," *ASLE Trans.*, Vol. 19, No. 1, pp. 61-71, 1975.
11. Cook, R. B., Malkus, D. S., and Plesha, M. E., *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, John Wiley & Sons, Inc., 1989.
12. 최병렬, 이안성, 최동훈, "미케니컬 페이스 실의 윤활 최적설계," *대한기계학회논문집 A권*, 제24권, 제12호, pp. 2989-2994, 2000.
13. 최병렬, 이안성, 최동훈, "갤러킨 유한요소 해석법을 이용한 미케니컬 페이스 실의 윤활 성능해석," *대한기계학회논문집 A권*, 제25권, 제6호, pp. 916-922, 2001.
14. Burnett, D. S., *Finite Element Analysis from Concepts to Applications*, Addison-Wesley Publishing Co., 1988.
15. 이안성, 양재훈, 최동훈, "고차 형상함수를 이용한 가스 미케니컬 페이스 시일의 윤활해석," *한국윤활학회 추계학술대회 논문집*, pp. 204-211, 2001.
16. 이안성, 박무룡, 김영철, "저속 믹서용 드라이 가스 시일의 FE 윤활해석," *한국윤활학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 194-200, 2003.
17. 이안성, 양재훈, 최동훈, "스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활 성능해석 - Part II: 그루브 설계 파라미터의 상세 성능평가," *윤활학회지 게재예정*, 2004.
18. Muijderman, E. A., *Spiral Groove Bearing*, Springer-Verlag, New York, 1966.
19. Faria, M. T. C., *Finite Element Analysis of High-Speed Grooved Gas Bearings*, Ph.D. dissertation, Texas A&M University; College Station, TX, 1999.