

고속비행체용 스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활 성능해석

이안성* · 김준호*

한국기계연구원 회전체그룹, *한국셀마스타(주) 기술연구소

Lubrication Performance Analysis of a Spiral Groove Dry Gas Seal for a High-Speed Flying Object

An Sung Lee[†] and Jun Ho Kim*

Rotor Dynamics Group, Korea Institute of Machinery and Materials

*R&D Center, Korea Seal Master Co.

Abstract – In this study a general Galerkin FE lubrication analysis method is utilized to analyze the complex lubrication performance of a spiral groove seal, which is being designed and developed for a high-speed flying object application operating at a high-speed of over 50,000 rpm. As at the equilibrium seal clearance the axial stiffness of the seal is predicted to have almost such a constant high value of 1.04×10^8 N/m regardless of a rotating speed, the seal is expected to maintain a stable thickness of lubrication film under a certain external excitation acting. Also, as even at an ultra high-speed of 80,000 rpm the axial damping of the seal is shown to have a relatively high value of 5,775 N-s/m, the dynamic stability of the seal system at the axial degree of freedom is assured well enough.

Key words – spiral groove, dry gas seal, ultra high-speed, lubrication performance, Galerkin FE analysis, high-speed flying object.

1. 서 론

가스를 윤활 매체로 하는 비접촉 미케니컬 페이스 시일은 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].

우주·항공 분야의 고성능 터보기계체에 적용되는 드라이 가스 시일은 특히 압력과 속도가 매우 높아 보통의 미케니컬 페이스 시일들이 심각하게 과열(overheating)되

는 분야에서 가장 큰 적용 가능성을 보여준다[4]. 드라이 가스 시일이 탁월한 성능을 보이는 이유는 실링(sealing) 인터-페이스가 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 러빙(rubbing) 접촉을 방지할 수 있는 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 그루브

[†]주저자·책임저자 : aslee@kimm.re.kr

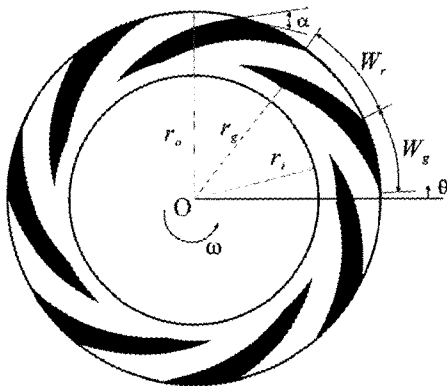
와 같은 기하 형상의 불연속 문제에도 용이하게 적용될 수 있는 장점이 있다. 현재, 유체나 열전달 문제와 같은 비보존계의 모델 정식화에도 일반적 제약 없이 강력히(weak formulation) 적용될 수 있는 Galerkin 유한요소법[6-14]이 널리 사용되고 있다.

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 효과(hydrodynamic effect)가 발생하기 어렵다. 이의 극복을 위해, 드라이 가스 시일은 흔히 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 우

수한 선택이 되게 하고 있다.

이안성 등[13,14]은 스파이럴 그루브 드라이 가스 시일에 일반화된 Galerkin 유한요소법을 적용하여 저속(3,600 rpm)과 고속(15,000 rpm)에서 종합 윤활 성능해석을 수행하였다. 저속 적용의 경우, 낮은 속도에서도 효과적 부상 및 안정적 설계 틈새 유지가 요구되며, 따라서 실링 필름(sealing film)의 개방력과 강성 증대 차원에서 유체동압 효과를 강화시키는 설계가 선호된다. 고속 적용의 경우, 가스 시일 시스템의 동적 안정성이 무엇보다도 확보되어야 하며, 이를 위해 우선적으로 실링 필름의 축방향 감쇠가 많이 되는 설계 즉 저속의 경우와는 반대로 유체동압 효과를 약화시키는 설계가 요구된다. 이를 반영하여, 고속 적용의 경우, 시일의 그루브 기하형상 설계에서는 작은 그루브 개수, 낮은 그루브 깊이, 재료 그루브 테이퍼, 그리고 비교적 높은 그루브 각이 채택된다.

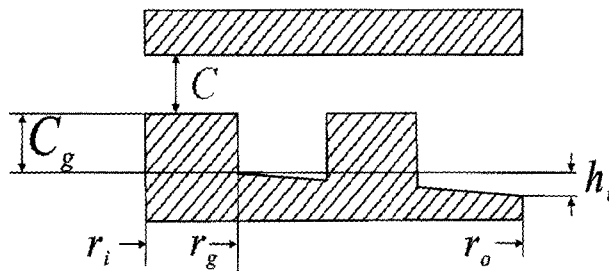
본 연구에서는 50,000 rpm 이상의 고속에서 운전되



(a) A face geometry



(b) An exaggerated 3-D view of groove pattern



(c) Geometries of sealing clearance and groove depth

Fig. 1. A detailed geometry of spiral groove seal.

는 고속비행체 터보펌프의 실링장치로 설계 개발되고 있는 스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 유한요소 유틸 성능해석이 수행되며, 특히 운전속도에 대한 유틸 특성이 상세 예측 분석된다.

2. 시일 형상 및 유틸 해석

Fig. 1(a-c)는 스파이럴 그루브 시일의 상세한 기하 형상을 보여주고 있다. Fig. 1(a)는 그루브와 리지(ridge)가 연속적으로 대칭 반복하는 시일의 표면 기하 형상을 보여준다. Fig. 1(b)는 시일 그루브의 과장 확대된 입체형상을 상세히 보여주며, 외경 그루브 입구로부터 흡입된 가스는 시일 메이팅 링(mating ring) 표면의 회전에 의해 그루브 내경 쪽으로 이동되어 시일 랜드(land)를 만나기까지 부피가 연속적으로 축소되어 증대된 압력을 생성시키게 된다. Fig. 1(c)는 시일 내·외경 단면에 걸친 시일 틈새와 그루브 깊이를 상세 확대하여 보여주며, 그루브 깊이가 반경을 따라 테이퍼를 가질 수 있음이 확인된다. 그러나, 이안성 등 [14]은 고속운전의 경우 실링 필름의 감쇠가 양의 값을 갖도록 하기 위해 제로 테이퍼를 추천하고 있다.

Fig. 1(a)에서 스파이럴 그루브의 경계를 형성하는 스파이럴의 지배함수[15]는

$$r = r_e e^{\theta \tan \alpha} \tag{1}$$

여기서, 스파이럴 각도, α 는 스파이럴의 연장선과 외경원의 접선 사이의 각도이며, W_e 와 W_i 는 외경원에서

의 그루브와 리지의 폭(또는 원호길이)을 나타낸다. r_i , r_g , r_o 는 각각 내반경, 그루브 반경, 외반경이다. 그리고 Fig. 1(c)에서 C , C_g , h 는 각각 시일 틈새, 그루브 깊이, 그루브 테이퍼를 나타낸다.

한편, 스테이터(stator) 주 시일 링(primary seal ring)에 그루브를 갖는 드라이 가스 시일의 압축성 Reynolds 방정식은

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

식 (2)는, 작동가스의 등온, 등점성, 이상기체를 가정하고, 실링 필름의 섭동과 함께 필름의 섭동변위와 속도에 대한 압력의 1차수 전개를 고려하여, 섭동 Reynolds 방정식으로 표현된다. 무차원 압력의 1차수 전개는 다

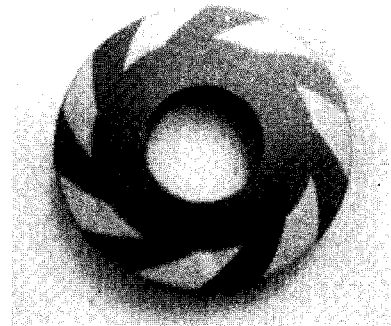
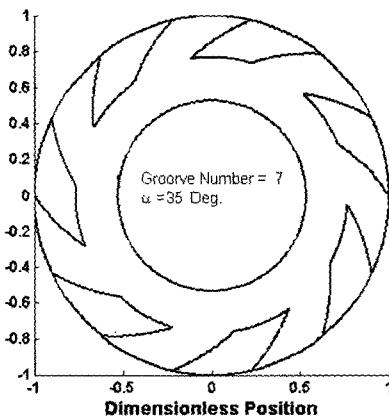
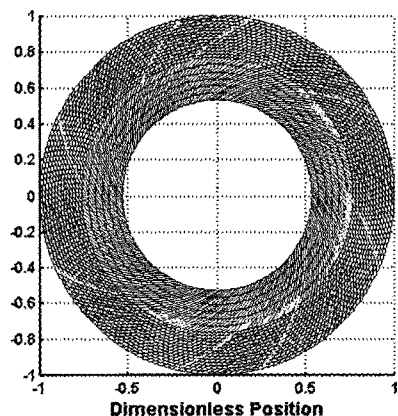


Fig. 2. A photograph of spiral groove seal face for a high-speed flying object.



(a) Face geometry



(b) FE mesh

Fig. 3. A spiral groove seal for a high-speed flying object.

음으로 표현된다.

$$P = P_0 + P_z Z + P_\gamma \dot{\gamma} + P_z \dot{Z} + P_\gamma \dot{\gamma}$$

섭동 Reynolds 방정식의 Galerkin 유한요소 정식화는 각 섭동된 방정식에 개개 요소에 대한 가중 잔여오차 적분(weighted residual integral)을 적용하고 부분적분 전개를 통해 수행되어 행렬방정식 형태로 얻어지며, 개개 요소에 대한 각 행렬방정식은 요소의 연결 공동 질점에서 압력은 같고 유량은 더해진다는 원칙에 따라 전체방정식으로 조립된다. 여기에 경계조건을 부가하여 각 압력이 구해지며, 특히의 비선형 행렬방정식에는 Newton-Raphson 기법이 적용된다. 보다 상세한 유한요소 유효 정식화 및 해법은 이안성 등[13]에 기술되어 있다.

3. 해석결과 고찰

Fig. 2는 해석에 사용된 고속비행체용 스파이럴 그루브 시일의 표면 사진으로, Fig. 3(a, b)은 시일의 무차원 형상과 유한요소 메쉬를 보여준다. 시일의 정확한 기하형상 설계인자와 운전조건은 Table 1에 정리되어 있다.

Fig. 4와 5는 개방력(opening force)과 폐쇄력(closing force)의 평형상태 시일 틈새와 $\omega = 55,000$ rpm에서 생

Table 1. Geometric parameters and operating conditions of a spiral groove seal

Seal geometry	Inner radius	$r_i = 0.01110$ m
	Groove radius	$r_g = 0.01597$ m
	Outer radius	$r_o = 0.02085$ m
	Groove depth	$C_g = 2.5$ μ m
	Groove taper	$h_t = 0$ μ m
	Spiral angle	$\alpha = 35.0^\circ$
	Groove width ratio	$W_g/(W_g + W_r) = 0.5$
	Number of grooves	$N_g = 7$
Operating condition	Air viscosity	$\mu = 26.4521 \times 10^{-6}$ Pa·s
	Inner pressure	$p_i = 0.6078$ MPa
	Outer pressure	$p_o = 0.8104$ MPa
	Max. rotating speed	$\omega = 80,000$ rpm
	Air temperature	$T = 230^\circ$ C
	Compressibility number	$A = 627.6$ at $h1/h2 = 2$ and $\omega = 55,000$ rpm
Number of elements for 1/7 section		609 (29×21)

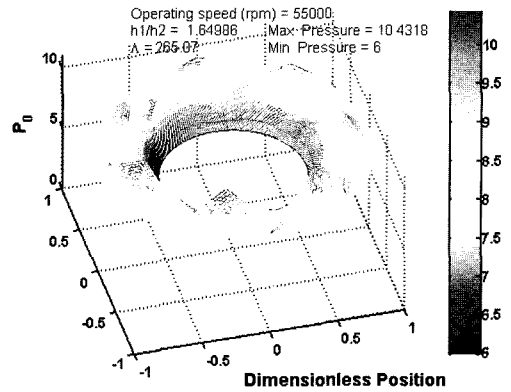


Fig. 4. Generated P_0 distribution at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance.

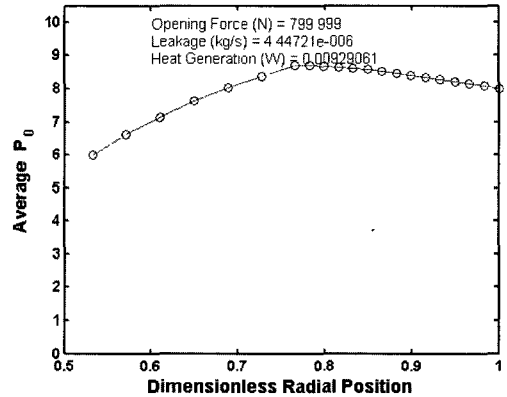


Fig. 5. Average P_0 distribution across the seal radius at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance.

성된 P_0 와 평균 P_0 의 전 시일 표면 및 반경에 걸친 분포를 보여 주고 있다. 최대 생성압력은 10.43 bar로 유체동압 효과에 의해 매우 큰 압력이 발생하였고, 개방력과 누설량은 각각 800.0 N과 4.4472×10^{-6} kg/s로 예측되었으며, 특히 시일 표면에서의 발열량은 0.009291 W의 극소량으로 계산되었다.

Figs. 6-9는 평형상태 시일 틈새와 $\omega = 55,000$ rpm에서 예측된 $P_z, P_z, P_\gamma, P_\gamma$ 의 시일 표면에 걸친 분포를 보여주고 있다. P_z 과 P_z 는 그루브와 리지의 각 쌍 별로 순환 대칭하고, P_γ 와 P_γ 는 일정한 축에 대해 역대칭하는 분포 특성을 갖음을 볼 수 있다.

Fig. 10은 운전속도에 대한 평형상태 시일틈새를 보여주며, 운전속도가 30,000에서 80,000 rpm으로 증가함에 따라 평형상태 시일틈새가 비례하여 3.26에서 4.21 μ m로 증가한다. Fig. 11은 $h1/h2 = (1 + C_g/C) = 2$

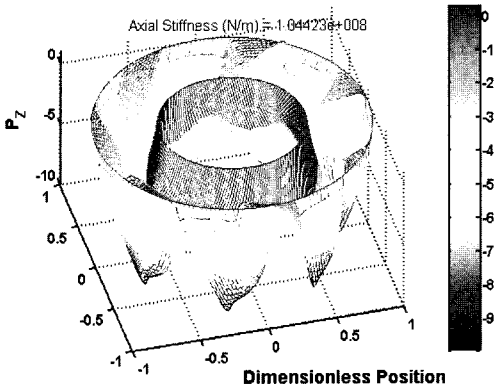


Fig. 6. P_z distribution at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance.

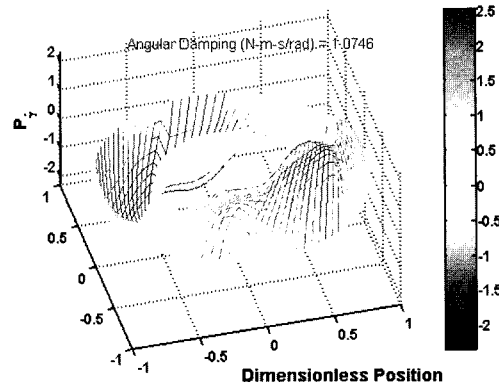


Fig. 9. P_y distribution at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance.

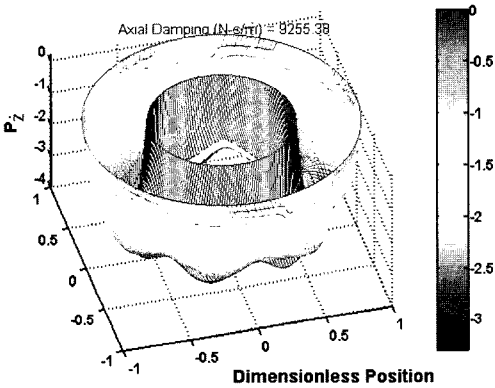


Fig. 7. P_z distribution at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance.

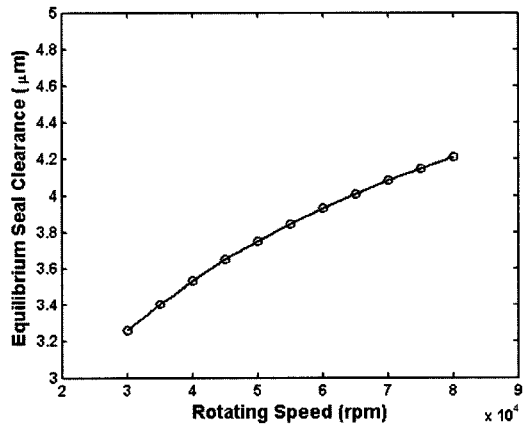


Fig. 10. Equilibrium seal clearance vs. operating speed.

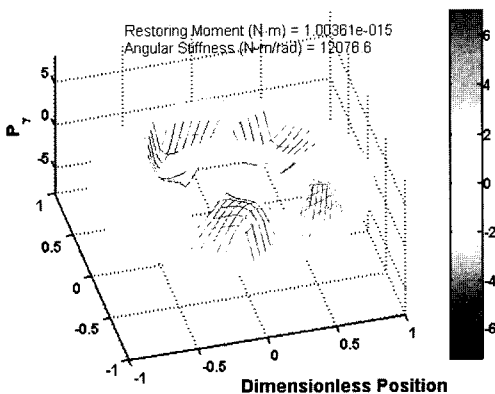


Fig. 8. P_y distribution at $\omega = 55,000$ rpm and the equilibrium seal clearance

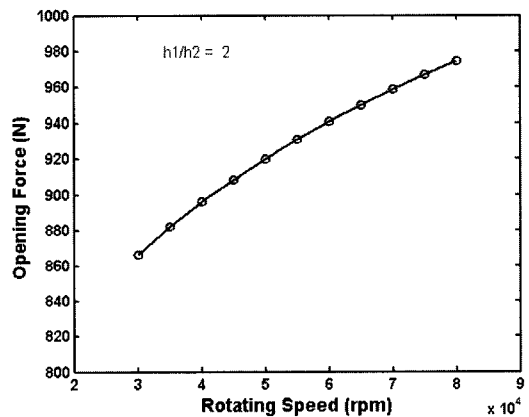


Fig. 11. Opening force vs. operating speed at $h_1/h_2 = 2$.

또는 $C = 2.5 \mu\text{m}$ 에서 운전속도에 대한 개방력을 보여 주며, 운전속도가 증가함에 따라 개방력이 비례하여

866.5에서 974.6 N으로 증가한다. Fig. 12는 운전속도에 대한 누설량을 보여주고 있다. $h_1/h_2 = 2$ 에서는 시

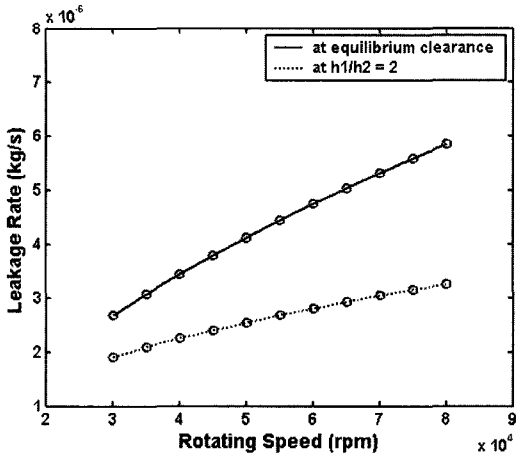


Fig. 12. Leakage rate vs. operating speed.

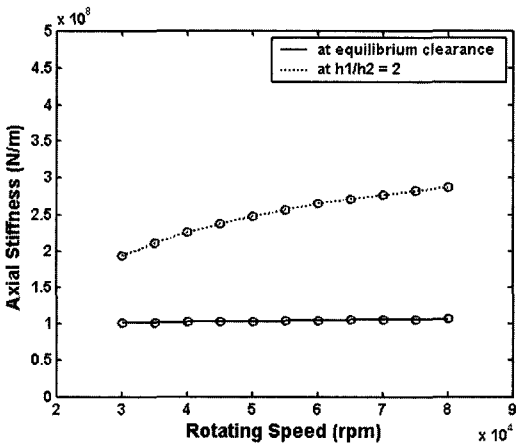


Fig. 13. Axial stiffness vs. operating speed.

일틈새가 $C = 2.5 \mu\text{m}$ 으로 일정하기 때문에 보다 큰 시일틈새를 갖는 평형상태 시일틈새에서의 누설량이 보다 크게 예측되며, 운전속도의 증가에 따라 평형상태 시일틈새에서의 누설량이 비례하여 2.6951×10^{-6} 에서 $5.8566 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$ 로 증가한다.

Figs. 13-16은 운전속도에 대한 축방향과 각방향의 강성과 감쇠를 보여준다. Fig. 13과 15에서, 운전속도가 증가함에 따라 평형상태 시일틈새에서 축방향과 각방향 강성이 모두 운전속도의 증가에 관계없이 거의 일정하게 유지되는 특성을 보이며 이때 축방향 강성이 $1.04 \times 10^8 \text{ N/m}$ 정도의 매우 큰 값을 가져 외부 교란의 작용 시에도 시일 필름이 매우 안정된 틈새를 유지할 수 있을 것으로 예상된다. Fig. 14와 16에서, 축방향과 각

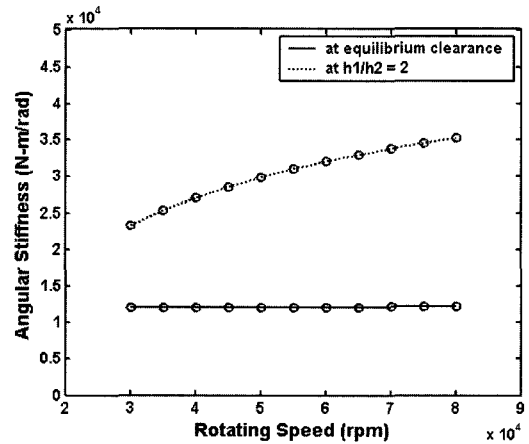


Fig. 15. Angular stiffness vs. operating speed.

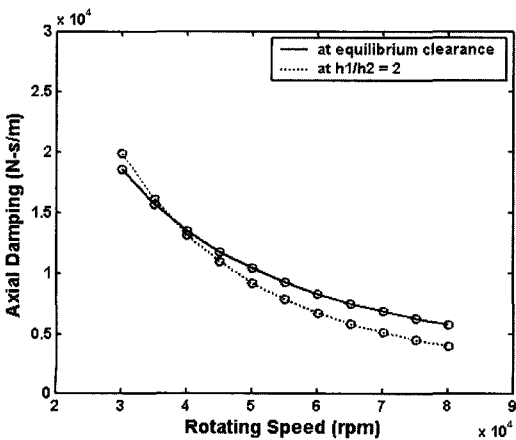


Fig. 14. Axial damping vs. operating speed.

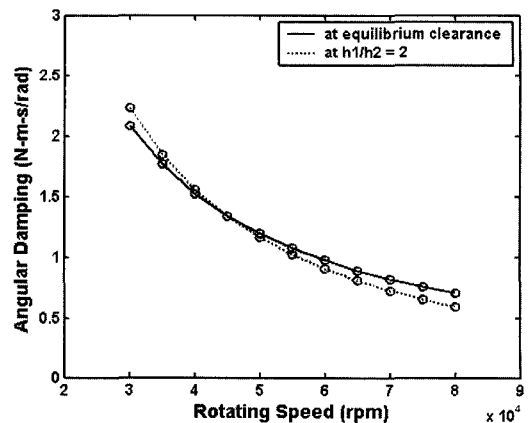


Fig. 16. Angular damping vs. operating speed.

방향 감쇠가 모두 운전속도가 증가함에 따라 시일틈새의 기준에 관계없이 감소하는 특성을 보이며, 80,000 rpm의 초고속에서도 모두 양의 값을 갖는 것으로 예측되고 있다. 특히, 80,000 rpm과 평형상태 시일틈새에서의 축방향 감쇠가 5,775 N-s/m의 큰 값을 갖는 것으로 나타나 시일 시스템의 축방향 자유도에 대한 동적 안정성(dynamic stability)이 여유 있게 확보된다.

4. 결 론

본 연구에서는 50,000 rpm 이상의 고속에서 운전되는 고속비행체 터보펌프의 실링장치로 설계 개발되고 있는 스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 유한요소 유효 성능해석이 수행되었다. 평형상태 시일틈새에서 축방향 강성이 운전속도의 증가에 관계없이 거의 일정하게 유지되고 1.04×10^8 N/m 정도의 매우 큰 값을 가져 외부 교란의 작용 시에도 시일 필름이 매우 안정된 틈새를 유지할 수 있을 것으로 예상된다. 또한, 80,000 rpm의 초고속에서도 축방향 감쇠가 5,775 N-s/m의 큰 값을 갖는 것으로 나타나 시일 시스템의 축방향 자유도에 대한 동적 안정성(dynamic stability)이 여유 있게 확보된다.

후 기

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

기호약속

C	: centerline land or ridge seal clearance, [m]
C_g	: groove depth, [m]
h	: film thickness, [m]
h_i	: groove taper height, [m]
N_g	: number of groove
p	: pressure, [Pa]
P	: dimensionless pressure, p/p_o
r	: r -coordinate
t	: time, [s]
T	: temperature, [°C]
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
$\dot{\gamma}$: relative misalignment between seal faces, [rad]
γ	: dimensionless misalignment or perturbed misalignment, $\dot{\gamma}r/C$
Γ	: $2A$
θ	: θ -coordinate
A	: compressibility number or seal operation parameter, $6\mu\omega r_o^2/p_o C^2$
μ	: viscosity, [Pa·s]
ρ	: density, [kg/m ³]
ω	: rotating speed, [rad/s]

Subscripts

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. 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.
7. 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.
8. Cook, R. B., Malkus, D. S., and Plesha, M. E., "Concepts and Applications of Finite Element Analysis," John Wiley & Sons, Inc., 1989.
 9. 최병렬, 이안성, 최동훈, "미케니컬 페이스 실의 윤활 최적설계," *대한기계학회논문집 A권*, 제24권, 제12호, pp. 2989-2994, 2000.
 10. 최병렬, 이안성, 최동훈, "갤러킨 유한요소 해석법을 이용한 미케니컬 페이스 실의 윤활 성능해석," *대한기계학회논문집 A권*, 제25권, 제6호, pp. 916-922, 2001.
 11. Burnett, D. S., "Finite Element Analysis from Concepts to Applications," Addison-Wesley Publishing Co., 1988.
 12. 이안성, 박무룡, 김영철, "저속 믹서용 드라이 가스 시일의 FE 윤활해석," *한국윤활학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 194-200, 2003.
 13. 이안성, 양재훈, 최동훈, "스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활 성능해석-Part I: 유한요소 해석 및 기본 성능평가," *윤활학회지*, 제20권 제2호, pp. 58-67, 2004.
 14. 이안성, 양재훈, 최동훈, "스파이럴 그루브 드라이 가스 시일의 윤활 성능해석-Part II: 그루브 설계 파라미터의 상세 성능평가," *윤활학회지*, 제20권 제2호, pp. 68-76, 2004.
 15. Muijderman, E. A., "Spiral Groove Bearing," Springer-Verlag, New York, 1966.