

비 접촉 드라이 가스 시일의 변형에 관한 연구

허유정* · 이재환** · 이안성***

*충남대학교 선박해양공학과 대학원

**충남대학교 선박해양공학과

***한국 기계연구원

FE Deformation Analysis of Noncontact Dry Gas Seal

You-Jung Huh*, Jae-Hwan Lee**, An-Sung Lee***

*Dept. of Naval Architecture and Ocean Eng., Chungnam National Univ., Graduate Student, Daejeon, Korea

**Dept. of Naval Architecture and Ocean Eng., Chungnam National Univ., Daejeon, Korea

***Korea Institute Machinery & Materials, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Deformation analysis 변형 해석, Influence coefficients method(ICM) 영향계수법, Dry gas seal 드라이 가스 시일

ABSTRACT: In this paper, two different methods are developed to be used for the design of noncontact dry gas seal which is used to prevent gas leakage of high speed rotating shaft-housing machineries. First method is using FEA to compute the deformation of seal face and the other is using Influence Coefficient Method in order to save computation of FEA. In both cases, heat load and mechanical loads are applied such as heat generation, bulk temperature and nodal force, bulk pressure, centrifugal force, respectively. ICM method is verified correct and effective and both methods give reliable and useful deformation results for the design of mechanical seals.

1. 서 론

미케니컬 페이스 시일(mechanical face seal)은 회전기계에서 축과 하우징 사이의 틈새를 통해 발생하는 작업 유체의 누설을 정밀 제어하기 위해 사용되는 트라이보-요소(tribo-element)로써, 항공, 해양, 그리고 화학공업 산업의 회전기계류에 폭 넓게 사용되며 원자로 냉각제 펌프, 항공기 엔진, 핵 잠수함 추진기, 미사일·로켓 추진 엔진의 기밀 시스템 에도 사용된다(Ludwing and Greiner 1978). 이러한 미케니컬 페이스 시일 중 기체를 윤택 매체로 하는 비 접촉 시일을 드라이 가스 시일이라고 한다. 현재 미케니컬 페이스 시일은 기존의 접촉 시일에서 비 접촉 시일로 발전하고 있으며, 비 접촉 시일은 접촉 시일에 비하여 고압, 고속의 운전조건에 적용이 가능하며, 높은 신뢰성과, 낮은 소요 동력 및 부가장치비용으로 인하여 새로이 각광을 받고 있다. 비 접촉 드라이 가스 시일은 항공용 가스터빈에서 압축 공기의 베어링 내 유입을 최소화해 브리딩 시스템을 간소화할 목적으로 사용되기 시작했으며, 현재에는 그 적용 영역이 확대되어 유해한 유체를 취급하는 압축기, 펌프, 믹서 등에서 시일 시스템 내에 완충(buffer) 가스를 주입해 작업 유체의 완전 누설 제로를 달성하는 용도로 크게 활용되고 있다(이안성 2003). 특히 드라이 가스 시일은 압력과 회전 속도가 매우 높아 과열(overheating)되는 분야에 적용되며 그 이유는 일반적인 미케니

컬 페이스 시일 보다 안정성 높은 매우 얇은 가스 필름을 가져 극소의 마찰열을 발생하기 때문이다(Cai and Shiomi 2002).

Richard F. Salant 와 William E. Key(1984) 는 미케니컬 시일 설계를 위한 해석 모델을 개발하였으며 이 모델은 컴퓨터 프로그램과 작용하여 시일 설계자들에게 유용하다. 이 프로그램에서 입력 값으로 시일 형상, 기계적 특성 및 작동 유체 특성이 있고 결과 값으로 유막 두께, 누출 속도, 변형 및 온도 분포를 얻는다. I. Etsion 과 M. D. Pascovici(1993)는 미케니컬 페이스 시일의 열 유체역학적 해석으로 시일 갭에서 발생하는 열에 의한 시일 구조의 반경 및 원주 방향의 온도 변화 계산법을 제시하였다. R. Metcalfe(1977)는 end face seal의 실링 갭 예측 법을 제시하였으며, 또한 end-face 시일 작동 시 압력과 온도 변화(1981)에 대해서 실험을 통한 결과를 정리하였다. Thomas Alan Taylor (1992)는 gas/liquid 미케니컬 시일의 유한요소 기본 모델에 대해 Film 두께 및 시일 페이스의 압력분포, Influence Coefficient Method(ICM : 영향계수법)를 이용한 시일 구조 변형 해석 등을 수행하여 시일 설계자들에게 유용한 시일 모델 성능 예측 과 설계를 제안하였다.

본 연구에서는 비 접촉 드라이 가스 시일 설계에서 가장 중요한 부분인 시일 갭에서 발생하는 열과 압력 등 복합적 하중에 대한 시일의 FE 변형 구조 해석 기법을 개발 하고 변형 량을 계산하였다.

제1저자 허유정 연락처: 대전광역시 유성구 궁동 220번지

016-9404-7844 hyj0280@cnu.ac.kr

2. 드라이 가스 시일의 직접 변형 구조 해석

2.1 하중 및 경계조건

Fig. 1 은 비 접촉 드라이 가스 시일의 기본 시스템 구성을 보여주고 있으며 하우징에 설치되어 비회전하는 스테이터와 축에 고정되어 축과 함께 회전하는 로터 시일로 이루어져 있다. 본 연구에서는 이러한 로터와 스테이터 시일 사이 틈새 추적 능력에 의해 시일의 누설 및 마멸 성능을 좌우하는 틈새를 구하기 위해 복잡한 하중조건에서의 시일 변형을 구조 해석하여 시일 페이스 변형 량 δ 를 구하였다. 이 δ 의 크기는 매우 작은 마이크론 단위로 그 해석의 정밀함이 중요한 부분이다.

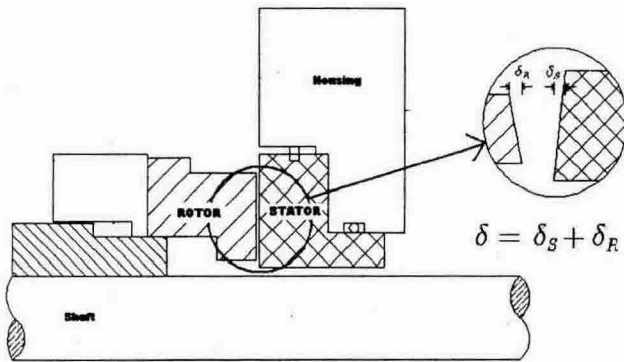


Fig. 1 Noncontact Dry Gas Seal

시일의 변형 구조 해석을 위해서는 열 변형과 기계적 변형 해석을 수행하여야 한다. 시일 변형 량 δ 는 시일 구조 전체의 변형이 아닌 오직 시일 페이스 부분의 변형만을 나타낸다. 열 변형 해석을 위해서는 시일 페이스에서의 열발생(heat generation)에 의한 열전달 해석 후 온도 분포 형상을 구하고 시일 구조 전체의 온도 분포를 열 하중으로 변환한 뒤 변형 해석을 한다. 시일 페이스에서 발생한 열은 실 경계면의 대류(convection)에 의해 방출되고 시일 구조는 이내 일정한 온도 분포 형상을 이루게 된다. 비 접촉 드라이 가스 시일의 로터와 스테이터는 각각 다른 열전도율을 가지고 있으며 열원에서의 열을 받아들이는 양이 다르므로 열전달 해석 시에는 로터와 스테이터를 붙여 그 경계면 절점에 열 발생을 가하고 온도 분포 형상을 구한다. 기계적 변형 해석 시에는 스테이터와 로터를 분리 하여 시일 페이스 면의 변형을 구하였고 원심력의 경우에는 스테이터는 하우징에 고정되어 회전하지 않기 때문에 로터의 변형 해석 시에만 적용하였다. Fig. 2 와 Fig. 3은 각각의 경계조건 및 하중 조건을 나타내고 있다. 변형 구조 해석에 대한 경계조건은 스테이터의 경우 하우징에 의해 뒤로 밀리지 않으므로 그 부분 라인을 축 방향(UY)으로 모두 구속하였고 로터의 경우 뒷부분이 스프링에 연결되어 운동 하므로 변형 해석 시 경계조건에 대한 고찰이 필요하다. 따라서 뒷부분 라인의 절점을 축 방향(UY)으로 모두 구속한 경우와 중앙 절점 하나를 구속한 경우 시일 페이스 부분 변형에 대해 비교한 결과 열 변형 해석과 기계적 변형 해석 모두

시일 페이스 부분에서의 변형 량은 크게 차이를 보이지 않아서 모든 절점을 구속하는 경계 조건을 사용하였다.

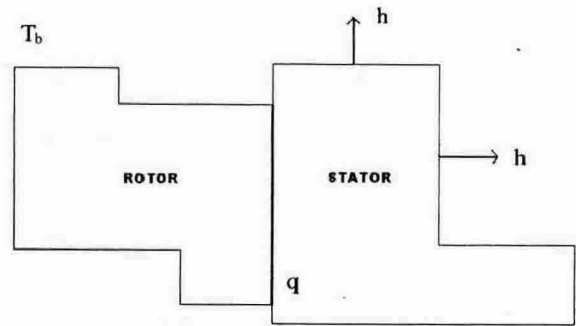


Fig. 2 Thermal boundary condition

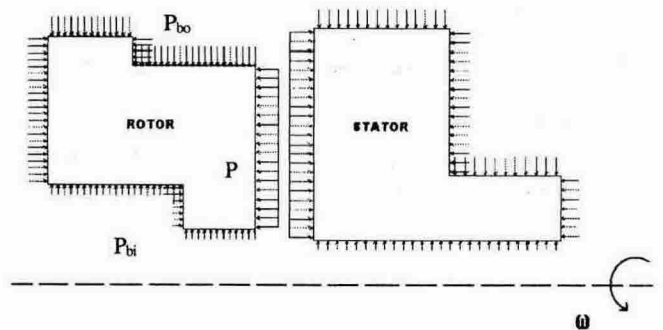


Fig. 3 Mechanical loads condition

where

- T_b = Bulk temperature
- h = Convection coefficient
- q = Heat generation
- P_{bi} = Inner radius bulk pressure
- P_{bo} = Outer radius bulk pressure
- P = Fluid pressure
- ω = Angular velocities of seal face

시일의 성능 예측과 변형 해석에 가장 중요한 하중 조건인 시일 페이스 부분의 압력 분포는 원통 좌표계에 대한 레이놀즈 방정식 (1) (Pinkus 1961)을 통해 구한다. 여기서 구한 압력은 절점력(nodal force)으로 변환하여 사용하였다. 또한 열 발생은 식 (2)를 통해 구한다(Tomas 1992).

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

$$q_c = \mu u^2 \int_A \frac{r^2}{h} dA \quad (2)$$

where

- p = Fluid pressure
- ρ = Fluid density
- μ = Fluid viscosity
- h = Film thickness
- ω = Angular velocities of seal face
- r = Radial coordinate
- θ = Circumferential coordinate
- t = Time

2.2 FE 변형 구조 해석

열 변형 해석을 위해서는 먼저 열전달 해석을 하여 온도 분포 형상을 구한 뒤 변형해석을 하는 열-구조 연성해석을 수행하여야 한다. 열 변형 해석을 위해 다음의 온도 분포(Fig. 4)는 시일 구조 전체 절점에 온도 하중으로 변환 시키고 로터와 스테이터를 분리해 변형 해석을 수행 하였다. Fig. 5는 시일의 전체 온도 분포 형상을 나타내고 있으며 주변온도(bulk temperature)를 0°C로 주었을 경우이다. 본 논문에서는 열전달 경계조건으로 주변온도를 32°C로 사용 하였고 이 값은 시일 페이스에서 발생하는 발열량 보다 훨씬 커 Fig. 4와 같이 시일 구조 전체가 일정한 온도분포를 형성한다. 실제 시일 페이스에서 발생하는 열에 의한 온도 분포 형상만을 보기 위해 주변온도를 0°C로 설정하고 해석한 결과는 Fig. 5와 같다. 온도 분포 결과를 분석해 보면 최고와 최저 온도가 불과 10⁻⁴ 단위부터 차이 값을 갖고 최고 온도 또한 매우 작은 값을 갖기 때문에 그림에서는 온도 분포 형상을 이루고 있지만 실제로는 거의 일정한 값을 갖는다고 볼 수 있다. 따라서 시일 페이스에서 발생하는 열 발생에 의한 변형은 매우 작은 값을 가져 전체 변형 해석에 거의 영향을 미치지 않고 주변 온도에 의한 열 변형이 큰 값을 가진다. 그러나 이 변형 또한 시일 페이스의 축 방향으로의 변형이 내경부터 외경까지 일정 한 값을 가지므로 최종 변형 δ 계산 시 영향을 미치지 않는다. 결과적으로 최종 변형 량 계산 시 열 하중에 의한 변형은 크게 작용하지 않았다. 그러나 보통의 경우 주변온도가 내경과 외경 부분이 다른 값을 가져 시일 구조가 온도 분포 형상을 나타내므로 드라이 가스 시일의 변형 해석에 열 변형 해석은 아주 중요한 부분이라 할 수 있다.

열 변형 해석 후 시일 페이스의 전체 변형 해석을 위해 로터와 스테이터를 분리 시켜 각각 열 하중(heat generation, bulk temperature) 및 기계적 하중(nodal force, bulk pressure, centrifugal load)을 모두 적용시켜 변형 해석을 한 결과인 시일 구조전체 변형 분포는 Figs. 6, 7과 같으며 시일 페이스에서의 변형 량은 내경의 12번 절점을 기준으로 축 방향(UY) 변형 δ 을 계산 하였다(Table 1).

$$\delta = \delta_S + \delta_R \quad (3)$$

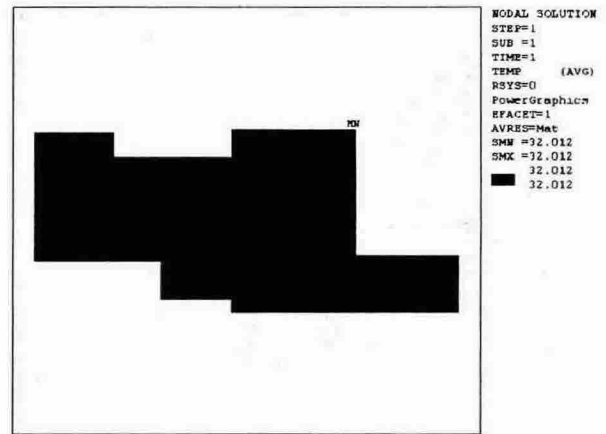


Fig. 4 Temperature distribution (bulk temp. 32°C)

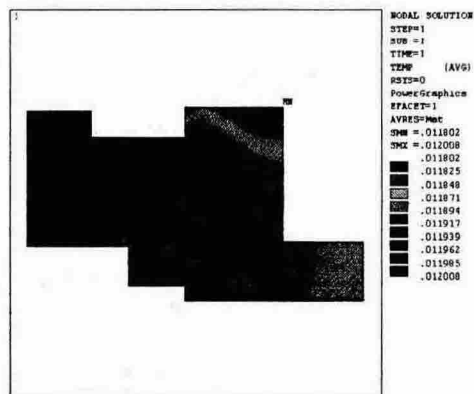


Fig. 5 Temperature distribution (bulk temp. 0°C)

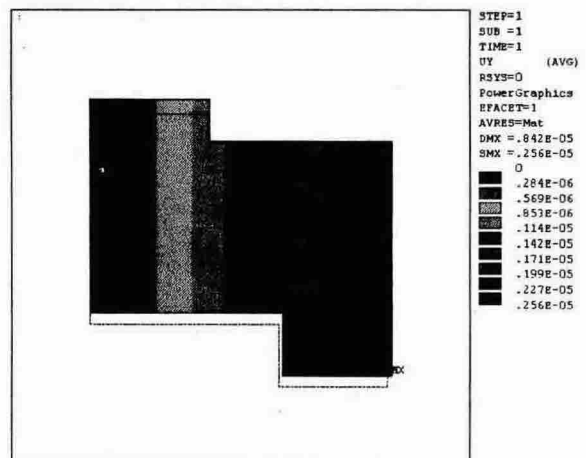


Fig. 6 Deformation of rotor by complex loads

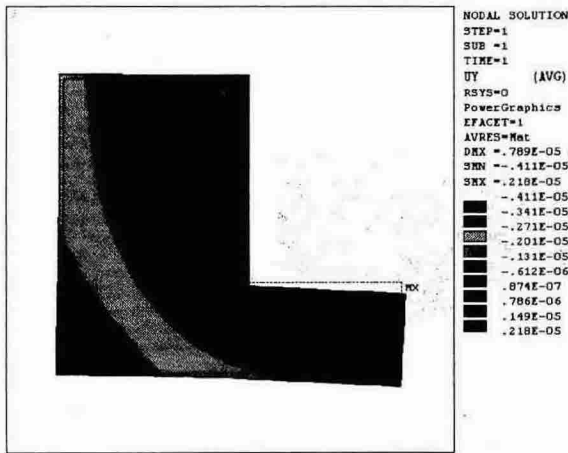


Fig. 7 Deformation of stator by complex loads

Table 1 Deformation of seal face (UY)

δ node	δ_R (m)	δ_S (m)	δ (m)
1	0.254×10^{-7}	0.14695×10^{-5}	0.14949×10^{-5}
2	0.218×10^{-7}	0.14556×10^{-5}	0.14774×10^{-5}
3	0.190×10^{-7}	0.13807×10^{-5}	0.13997×10^{-5}
4	0.162×10^{-7}	0.12650×10^{-5}	0.12812×10^{-5}
5	0.139×10^{-7}	0.11007×10^{-5}	0.11146×10^{-5}
6	0.103×10^{-7}	0.08544×10^{-5}	0.08647×10^{-5}
7	0.086×10^{-7}	0.07778×10^{-5}	0.07864×10^{-5}
8	0.083×10^{-7}	0.07153×10^{-5}	0.07236×10^{-5}
9	0.064×10^{-7}	0.05454×10^{-5}	0.05518×10^{-5}
10	0.042×10^{-7}	0.03627×10^{-5}	0.03669×10^{-5}
11	0.021×10^{-7}	0.01801×10^{-5}	0.01822×10^{-5}
12	0	0	0

3. 드라이 가스 시일의 간접 변형 구조 해석

3.1 Influence Coefficient Method (ICM)

시일의 성능 최대화를 위한 Film 두께 h 를 구하기 위해서는 수많은 반복 해석을 거쳐야 한다. Film 두께 h 에 따라 시일 페이스에 발생하는 Pressure와 Heat generation 데이터가 결정되므로 (식1, 2) 최적의 h 결정을 위해 반복 해석이 필요하며 변화하는 h 값에 의해 시일 변형해석에 적용되는 하중(pressure, heat generation)도 변화한다. ICM은 시일 구조에 작용하는 각각의 하중에 대하여 영향계수를 구하고 그 상수를 이용해 전체 변형량을 계산하는 방법이다. ICM으로 변형 해석을 할 경우 변화하는 하중에 대한 반복되는 해석 과정에서 상용 구조해석 프로그램을 이용한 직접(direct) FE 변형 구조 해석을 하지 않고 stand-alone 해석을 할 수 있기 때문에 해석 시간을 단축시키고 해석방법 또한 용이한 장점을 가진다.

영향계수는 변형 해석에 적용되는 각각의 하중에 대하여 일반화된 단위 하중을 가하고 변형 해석을 한 결과로 이 상수들은 정해진 시일 모델에 대한 고정된 값이며 이 값들은 시일 모델 형상 및 재료의 기계적 특성에 따른다. 영향계수는 상용 프로그램인 ANSYS (Swanson analysis system)를 이용하여 계수를 계산하였다. 방정식 (4)에서 A~E는 영향계수이고 각각의 항은 열변형과 기계적 변형 항으로 heat generation, bulk temperature, nodal force, bulk pressure, centrifugal load 대해서 나타내고 있다.

$$\delta_i = \sum A_{ij}q_j + B_iT_b + \sum C_{ij}F_j + \sum D_iP_b + E_iw^2 \quad (4)$$

Table 2 Nomenclature

	Nodal Heat	Bulk Temperature	Nodal Force	Bulk Pressure	Centrifugal Load
Influence Coefficient	A_{ij}	B_i	C_{ij}	D_i	E_i
Load	q_i	T_b	F_j	P_b	w^2

A_{ij} = Deformation of seal face at node i due to a unit heat generation 1 W into node j

B_i = Deformation of seal face at node I due to a unit bulk temperature 1 °C

C_{ij} = Deformation of seal face at node I due to a unit nodal force 1 N into node j

D_i = Deformation of seal face at node I due to a unit bulk pressure 1 Pa

E_i = Deformation of rotor face at node I due to a unit angular velocity 1 rad/s

3.2 FE 변형 구조 해석

heat generation의 영향계수(A_{ij})는 시일 페이스 12개의 절점 (node j)에 단위 heat generation 1W를 가하고 변형 해석을 한 결과인 로터와 스테이터 페이스(node i)에서의 변형량으로 12개의 열로 구성된 행렬이다. 이때 열전달 경계조건으로 시일 구조 경계면에는 열전달 계수(convection coefficient)를 적용시키고 주변 온도를 0°C로 정의하였다. 주변온도의 영향계수(B_i)는 시일 구조 경계면에 열전달 계수를 적용시키고 단위 주변 온도 1°C로 정의한 뒤 변형 해석을 한 결과인 로터와 스테이터 페이스(node i)에서의 변형량이다. 절점력의 영향계수(C_{ij})는 시일 페이스 12개의 절점(node j)에 단위 절점력 1N을 가하고 변형 해석을 한 결과인 로터와 스테이터 페이스(node i)에서의 변형량으로 Heat generation 계수와 같이 12개의 열로 구성된 행렬이다. 주변압력의 영향계수는 내경에 적용하는 압력(P_b)과 내경에 작용하는 압력(P_w)으로 나누어 단위 주변압력 1 Pa를 가하고 해석한 로터와 스테이터 페이스의 변형량이

다. 원심력의 영향계수의 경우 로터에만 적용되며 단위 회전 각속도 1 %를 적용하고 해석한 결과인 로터 페이스의 변형 량이다. 원심력은 회전각속도 제곱에 비례하기 때문에 차후 변형 량 계산 시에는 이 계수에 적용 회전각속도 ω 의 제곱되는 값을 곱하여준다.

Tables 3, 4는 ICM으로 로터와 스테이터의 변형 량을 계산한 결과 값이다. 본 논문에서 사용한 드라이 가스 시일의 경우 주변온도를 32℃로 시일 구조 전체에 일정한 값으로 적용시켰기 때문에 시일 페이스 변형에 경사(slope)가 전혀 발생하지 않았으나 보통의 경우에는 주변온도도 주변압력과 마찬가지로 내경과 외경에서 다른 값을 가지므로 각각의 계수를 구하여야 한다.

로터와 스테이터의 변형 량을 기준 절점 12번에 대해 계산한 결과는 Table 5와 같다. 이 값은 앞의 직접법으로 계산한 δ (Table 1)와 정확히 일치하여 ICM을 이용하여 계산한 δ (Table 5)의 정확성을 검증하여 주었다.

Table 3 Deformation of rotor face

	$\sum A_{i,j}t_i$	$E_i T_i$	$\sum C_{i,j}F_j$
1	0.93377×10^9	0.25022×10^5	-0.21564×10^{-7}
2	0.93438×10^9	0.25022×10^5	-0.24310×10^{-7}
3	0.93486×10^9	0.25022×10^5	-0.27716×10^{-7}
4	0.93523×10^9	0.25022×10^5	-0.31287×10^{-7}
5	0.93549×10^9	0.25022×10^5	-0.35745×10^{-7}
6	0.93566×10^9	0.25022×10^5	-0.39761×10^{-7}
7	0.93569×10^9	0.25022×10^5	-0.39927×10^{-7}
8	0.93571×10^9	0.25022×10^5	-0.41566×10^{-7}
9	0.93576×10^9	0.25022×10^5	-0.44360×10^{-7}
10	0.93578×10^9	0.25022×10^5	-0.46949×10^{-7}
11	0.93576×10^9	0.25022×10^5	-0.49707×10^{-7}
12	0.93571×10^9	0.25022×10^5	-0.52322×10^{-7}
	$\sum D_i r_i$	$E_i u_i^2$	δ_i
1	0.53630×10^7	-0.41818×10^9	0.25339×10^5
2	0.60116×10^7	-0.46015×10^9	0.25375×10^5
3	0.66357×10^7	-0.50199×10^9	0.25403×10^5
4	0.72690×10^7	-0.54187×10^9	0.25431×10^5
5	0.79529×10^7	-0.58319×10^9	0.25454×10^5
6	0.87179×10^7	-0.62589×10^9	0.25490×10^5
7	0.89078×10^7	-0.63616×10^9	0.25507×10^5
8	0.91016×10^7	-0.64641×10^9	0.25510×10^5
9	0.95746×10^7	-0.67104×10^9	0.25529×10^5
10	0.10059×10^7	-0.69599×10^9	0.25551×10^5
11	0.10545×10^7	-0.72114×10^9	0.25572×10^5
12	0.11018×10^7	-0.74553×10^9	0.25593×10^5

Table 4 Deformation of stator face

	$\sum A_{i,j}t_i$	$E_i T_i$	$\sum C_{i,j}F_j$
1	-0.77620×10^9	-0.20933×10^5	0.14982×10^6
2	-0.77854×10^9	-0.20933×10^5	0.23530×10^6
3	-0.78009×10^9	-0.20933×10^5	0.26475×10^6
4	-0.78119×10^9	-0.20933×10^5	0.29181×10^6
5	-0.78196×10^9	-0.20933×10^5	0.27584×10^6
6	-0.78246×10^9	-0.20933×10^5	0.28238×10^6
7	-0.78255×10^9	-0.20933×10^5	0.27741×10^6
8	-0.78263×10^9	-0.20933×10^5	0.26689×10^6
9	-0.78276×10^9	-0.20933×10^5	0.28174×10^6
10	-0.78281×10^9	-0.20933×10^5	0.29853×10^6
11	-0.78276×10^9	-0.20933×10^5	0.25786×10^6
12	-0.78259×10^9	-0.20933×10^5	0.24494×10^6
	$\sum D_i r_i$	δ_i	
1	-0.47045×10^6	-0.24093×10^5	
2	-0.56840×10^6	-0.24232×10^5	
3	-0.67313×10^6	-0.24981×10^5	
4	-0.80212×10^6	-0.26138×10^5	
5	-0.98051×10^6	-0.27781×10^5	
6	-0.12162×10^6	-0.30244×10^5	
7	-0.12786×10^6	-0.31040×10^5	
8	-0.13434×10^6	-0.31635×10^5	
9	-0.15049×10^6	-0.33333×10^5	
10	-0.16729×10^6	-0.35161×10^5	
11	-0.18412×10^6	-0.36987×10^5	
12	-0.19977×10^6	-0.38788×10^5	

Table 5 Deformation of seal face (UY)

δ node	δ_R (m)	δ_S (m)	δ (m)
1	0.254×10^{-7}	0.14695×10^{-5}	0.14949×10^{-5}
2	0.218×10^{-7}	0.14556×10^{-5}	0.14774×10^{-5}
3	0.190×10^{-7}	0.13807×10^{-5}	0.13997×10^{-5}
4	0.162×10^{-7}	0.12650×10^{-5}	0.12812×10^{-5}
5	0.139×10^{-7}	0.11007×10^{-5}	0.11146×10^{-5}
6	0.103×10^{-7}	0.08544×10^{-5}	0.08647×10^{-5}
7	0.086×10^{-7}	0.07778×10^{-5}	0.07864×10^{-5}
8	0.083×10^{-7}	0.07153×10^{-5}	0.07236×10^{-5}
9	0.064×10^{-7}	0.05454×10^{-5}	0.05518×10^{-5}
10	0.042×10^{-7}	0.03627×10^{-5}	0.03669×10^{-5}
11	0.021×10^{-7}	0.01801×10^{-5}	0.01822×10^{-5}
12	0	0	0

5. 결 론

본 논문에서는 비 접촉 드라이 가스 시일의 FE 변형 해석 기법으로 상용 구조 해석 프로그램을 이용하여 변형 해석 하는 직접 해석법과 독립적인 변형 해석 기법인 간접 해석법 - 영향 계수법(influence coefficient method)을 개발 하였다.

드라이 가스 시일의 변형 해석을 위해 시일 겹에서 발생하는 열과 주변온도를 고려한 열전달 해석 및 기계적 변형 해석을 수행 하여 시일 페이스의 변형 량 δ 를 계산 하였으며 개발한 영향 계수법으로 계산한 변형 량 δ 와 그 결과를 비교하여 영향계수법 당성을 검증하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부와 한국 기계연구원의 지원으로 수행된 위탁과제 "과제번호: MI-0209-00-0004" 결과 중 일부분을 밝히며, 연구를 지원해주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- Ludwing, L. P., and Greiner. H. F., (1978)(a), "Designing Mechanical Face Seals for Improved Performance: Part 1 - Basic Configurations", Mechanical Engineering, Vol. 100, No. 11, pp 38-46
- Ludwing, L. P., and Greiner. H. F., (1978)(b), "Designing Mechanical Face Seals for Improved Performance: Part 2 - Lubrication", Mechanical Engineering, Vol. 100, No. 12, pp 18-23
- Cai, W. X., and Shiomi, N, (2002), "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
- Richard F. Salant and William E. Key (1984), "Improved Mechanical Seal Design Through Mathematical Modelling", First International Pump Symposium Texas A & M University, May. pp 37-46
- R. Metcalfe., (1979), " End-Face Seal Deflection Effects - The Problems of Two-Component Stationary or Rotating Assemblies", ASLE Transactions, Volume 23, 4, pp 393-400
- I. Etsion, and M. D. Pascovici, (1993), "A Thermo-hydrodynamic Analysis of a Misaligned Mechanical Face Seal", STLE, Tribology Transactions, Volume 36, 4, pp 589-596
- Tomas Alan Taylor, (1992), "A finite Element Based Model of Gas/Liquid Mechanical Seals", In Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Master of Science in Mechanical Engineering
- 이안성, 박무룡, 김영철, (2003), "저속 믹서용 드라이 가스 시일의 FE 유효 해석" 한국윤활학회 춘계 학술대회논문집, LG-Caltex정유 중앙기술연구소, 6월 5일, pp. 194-200
- 이안성, 이동환, 나언주, (2003), "고속 가스-부상 FE 유효해석" 한국윤활학회 춘계학술대회논문집, LG-Caltex정유 중앙기술연구소, 6월 5일, pp. 201-206.
- 양재훈, (2001), "고차형상함수를 이용한 고속 가스 유효 미케니컬 페이스 시일의 유효해석", 석사학위논문, 한양대학교