

Honeycomb/Smooth 표면을 갖는 비접촉 환상 실의 특성해석

하태웅*

Characteristics of Leakage and Rotordynamic Coefficients for Annular Seal with Honeycomb/Smooth Land

Tae-Woong, Ha*

Key Words: Honeycomb Seal (허니콤 실), Smooth Seal (평 실), Leakage (누설량), Rotordynamic Coefficient (동특성계수), Compressor (압축기)

ABSTRACT

An honeycomb/smooth land seal alternating with the honeycomb seal is suggested for structural enhancement in high pressure turbomachinery. Governing equations are derived for an honeycomb/smooth land annular gas seal based on Hirs' lubrication theory and Moody's friction factor model for smooth land and empirical friction factor model for honeycomb land. By using a perturbation analysis and a numerical integration method, the governing equations are solved to yield leakage and the corresponding dynamic coefficients developed by the seal. Theoretical results show that the leakage increases and rotordynamic stability decreases as increasing the length of smooth land part in the honeycomb/smooth land seal.

1. 서 론

고성능 터보기계 (turbomachinery)의 회전부 (rotor)와 비회전부 (stator) 사이의 틈새를 이루는 기계요소인 비접촉 환상 실의 주된 설계 목표는 실을 통한 누설량을 감소시켜 터보기계의 효율을 높이며, 또한 실을 통한 불안정화 유체력을 감소시켜 터보기계 시스템의 안정성을 향상시키는데 있다. 이런 관점에서 압축기 및 터빈 등에 가장 보편적으로 사용되어온 비접촉 환상 실은 다양한 형상의 래버린스(labyrinth seal) 실이다. 그러나 래버린스 실은 회전체 동역학적 불안정성을 야기할 수 있는 가능성이 있어 래버린스 실보다 더 누설량과 회전체 동역학적 안정성을 향상시킬 수 있는 허

니콤 실 (honeycomb seal)이 제안되어 사용되고 있다.

허니콤 실은 벌집모양의 육각형 셀 구조를 실 구조물 표면에 부착한 실로 Childs and Moyer⁽¹⁾가 우주왕복선 주 엔진 (Space Shuttle Main Engine)의 고압 터보 펌프 (High Pressure Oxygen Turbopump)에서 터빈 중간 단 (interstage) 실을 단이진 래버린스 실 (stepped labyrinth stator/tooth on rotor)에서 허니콤 실 (honeycomb stator/smooth rotor)로 바꿈으로써 진동문제를 개선했다는 발표 이후 많은 연구가 진행되어 왔다. Childs 등⁽²⁾과 Kleynhans⁽³⁾는 허니콤 실이 래버린스 실보다 누설 및 회전체동역학적 특성이 우수하다는 실험적 결과를 발표하였고, Ha and Childs^(4,5)는 Hirs⁽⁶⁾의 윤활 이론과 Ha 등^(7,8)의 허니콤 표면 마찰특성에 대한 실험결과를 사용한 허니콤 실의 이론적 해석결과를 발표하였다.

허니콤 실은 누설량의 감소와 안정성의 향상뿐만 아니라 로터와 스테이터의 러빙 (rubbing)시 파손을 완

* 강원대학교 건축설비·기계공학부
E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr

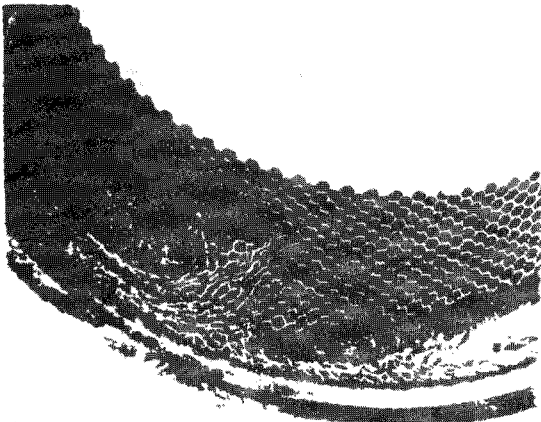


Fig. 1 Damaged honeycomb seal of high pressure compressor

화할 수 있으며 다양한 허니콤 구조의 재질을 사용할 경우 고온의 운전조건이나 부식의 우려가 있는 운전조건에도 사용할 수 있는 장점⁽⁹⁾이 있다. 그러나 높은 압력 조건에 허니콤 실이 사용될 경우 허니콤 구조와 실 구조물의 브레이즈 접합 (brazing joint)부가 고압과 변동 압력에 의한 피로현상에 의해 파손이 발생할 수 있으며, Benaboud⁽¹⁰⁾는 알제리의 Hassi R'Mel 고압가스 분사시스템에 사용되고 있는 360 bar의 원심 압축기의 밸런스 피스톤 (balance piston)부에 사용된 허니콤 실의 파손을 Fig. 1처럼 보고하고 있다. 이는 허니콤 구조물의 측면이 고압부에 직접 노출됨에 기인된 것으로 허니콤 실의 고압측에 실 구조물을 연장한 일정길이의 평면 (smooth land)부를 만들고 연이어 허니콤 구조물을 부착한 허니콤/평면 (honeycomb/smooth land) 실 (Fig. 2)로 개선한다면 허니콤 실의 장점을 살리며 구조적 안정성을 보장할 수 있는 대안으로 판단된다. 본 연구에서는 허니콤 표면과 평면부를 갖는 이중표면 실의 누설량 및 동특성계수를 예측할 수 있는 이론적 해석방법을 제시하고, 전체 실 길이 중 허니콤부와 평면부의 길이에 따른 누설특성 및 동특성 결과를 분석하고자 한다.

2. 이중 표면을 갖는 실의 해석

Fig. 2는 고압부에 노출된 허니콤 실의 구조적 취약성을 보완하기 위해서 고압(PR)측의 일정길이 (x)를 실 구조물과 일체로 한 평면부를 갖는 비접촉 환상 실의 형상을 나타내고 있다. 이 실을 통한 누설량 및 동특성 계수 해석은 전체 실 표면이 매끈한 표면을 갖는

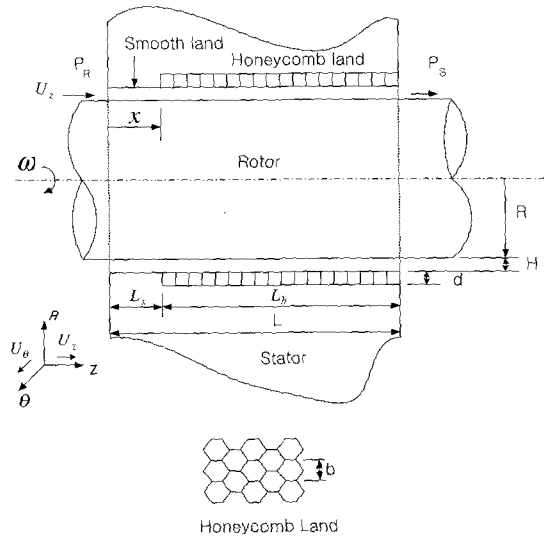


Fig. 2 Geometry of honeycomb/smooth land seal

평면 실의 해석법⁽¹¹⁾과 전체 실 표면이 허니콤 표면을 갖는 허니콤 실의 해석법⁽⁴⁾을 조합하여 완성할 수 있다.

2.1 지배방정식

Hirs⁽⁶⁾의 윤활 이론에 근거하여 실 틈새에 제어체적을 설정하고, 허니콤 스테이터 표면에 대하여는 Ha 등⁽⁷⁾의 마찰 계수 실험식을 적용하고 평면 로터와 스테이터의 표면에 대하여는 Moody의 마찰계수식을 사용하여 압축성 유체흐름에 대한 지배방정식을 유도하면 식⁽¹⁻⁶⁾과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial(\rho U_z H)}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(\rho U_\theta H)}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

축 방향(Z) 운동량 방정식

$$-H \frac{\partial P}{\partial Z} = \frac{\rho}{2} U_z U_s f_s + \frac{\rho}{2} U_z U_r f_r + \rho H \frac{D(U_z)}{Dt} \quad (2)$$

원주방향(theta) 운동량 방정식

$$-\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r \times f_r + \rho H \frac{D(U_\theta)}{Dt} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 U_s &= (U_z^2 + U_\theta^2)^{1/2} \\
 U_r &= [U_z^2 + (U_\theta - R\omega)^2]^{1/2} \\
 \frac{D}{Dt} &= \frac{\partial}{\partial t} + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} + U_z \frac{\partial}{\partial Z}
 \end{aligned} \quad (4)$$

에너지 방정식

$$\begin{aligned}
 \rho H \frac{De}{Dt} + \frac{\partial(PU_z H)}{\partial Z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(PU_\theta H)}{\partial \theta} \\
 = \frac{\rho f_r R \omega (R\omega - U_\theta)}{2}
 \end{aligned} \quad (5)$$

$$e = C_v T + \frac{(U_\theta^2 + U_z^2)}{2} \quad (6)$$

식(2),(3) 및 (5)의 f_s 또는 f_r 은 스테이터 표면의 마찰 계수와 로터 표면의 마찰계수를 나타내며 평면부와 허니콤부의 표면마찰계수는 식(7)과 식(8)로 정의된다.

평면부

$$f_r, f_s = 0.001375 \left[1 + \left(20000 \frac{e_h}{D_h} + \frac{10^6}{Rey} \right)^{1/3} \right] \quad (7)$$

허니콤부

$$\begin{aligned}
 f_r &= 0.001375 \left[1 + \left(20000 \frac{e_h}{D_h} + \frac{10^6}{Rey} \right)^{1/3} \right] \\
 f_s &= c_1 + \frac{H}{b} \left(\frac{c_2}{\left(\frac{P}{P_c} \right)} + c_3 (Ma)^{c_4} \right)
 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, e_h 는 표면의 절대조도, D_h 은 수력지름 (hydraulic diameter), Rey 는 레이놀즈수 (Reynolds number), Ma 는 마하 수 (Mach number), P_c 는 임계압력 (critical pressure of air (37.7 bar)), c_1 - c_4 는 상수로 여러 허니콤의 형상에 대하여 Ha and Childs⁽⁴⁾의 Table 1에 제시되어있다.

2.2 지배방정식의 해

기본적으로 지배방정식의 해를 구하는 방법은 Ha and Childs⁽⁴⁾의 허니콤 실의 경우와 같다. 로터가 실의 중심으로 미소한 휘돌림 운동을 한다는 가정에서 지배방정식의 변수인 압력 (P), 밀도 (ρ), 원주방향 유속 (U_θ), 축방향 유속 (U_z), 및 실 틈새 (H)는 정상상태 (zeroth-order)

와 비정상상태 (first-order) 항을 갖는 식(9)와 같은 섭동변수로 정의된다. 식(9)를 식(1)-(6)에 대입하고 정리하면 정상상태식과 비정상상태식을 얻을 수 있다. 비선형 정상상태식을 실 입·출구의 압력조건을 사용하여 수치적분법인 Runge-Kutta 방법을 사용하면 정상상태의 축방향 및 원주방향 유속과 압력분포를 얻을 수 있다. 누설량은 정상상태의 축방향 유속과 실 틈새 면적으로부터 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 P &= P_0 + \varepsilon P_1 \\
 \rho &= \rho_0 + \varepsilon \rho_1 \\
 U_z &= U_{z0} + \varepsilon U_{z1} \\
 U_\theta &= U_{\theta 0} + \varepsilon U_{\theta 1} \\
 H &= H_0 + \varepsilon H_1
 \end{aligned} \quad (9)$$

비정상상태 식은 로터의 휘돌림 운동시 편심된 실 틈새의 유체흐름 상태를 나타낸다. 풀이를 간단히 하기 위해 변수분리방법 (separation of variable solution approach)과 원계적을 갖는 휘돌림 운동 (circular precessional motion)을 가정하고, 실 입·출구의 압력조건과 실 입구에서 원주방향 섭동속도를 무시하는 가정으로부터 전달행렬법 (transition matrix method)을 사용하여 이 연립 미분방정식을 풀면 섭동압력 분포를 구할 수 있다. 이 섭동압력을 θ 와 z 방향에 대하여 적분하면 실로부터 발생하는 유체 가진력을 나타내는 식(10)의 동특성 계수 (rotordynamic coefficients)인 강성계수 (K), 연성강성 계수 (k), 감쇠계수 (C), 및 연성감쇠계수 (c)를 근사적으로 구할 수 있다.

$$- \begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

3. 이중 표면을 갖는 실의 해석결과 및 고찰

Fig. 2에 나타난 허니콤/평면 실의 누설량 및 유체 가진력에 의한 동특성계수를 예측하기 위한 해석방법을 앞 절에서 서술하였다. 본 절에서는 Table 1에 나타난 형상 및 운전조건을 갖는 테스트 실에 대하여 해석 결과를 제시하고 전체 실 길이중 평면부의 길이(x)에 따른 누설특성 및 동특성 결과를 분석하고자 한다. 단, 동특성 계수 중 c는 비교적 작은 값을 갖기 때문에 K, k, 및 C의 결과만을 제시하고자 한다.

Table 1 Input data for the analysis of honeycomb/smooth land seal

Geometry:	
1) Seal length (L):	25.4 mm
2) Seal length of smooth land (L_s):	0 - 25.4 mm
3) Rotor diameter (D):	152.4 mm
4) Seal clearance (H):	0.25, 0.38, 0.51 mm
5) Honeycomb stator: b = 1.57 mm, d = 3.05 mm	
6) Coefficients of friction factor for honeycomb surface:	$c_1=0.0045, c_2=0.0023, c_3=0.1664, c_4=0.2663$
7) Smooth rotor and stator land: $e_n = 8.128 \times 10^{-4}$ mm	
Operating conditions:	
8) Operating Fluid :	Air
9) Reservoir pressure (P_R):	18.9 bar
10) Sump pressure (P_S):	7.3 bar
11) Reservoir temperature (T):	300 °K
12) Preswirl ratio ($U_{\theta 0}(0)/(R \cdot \omega)$):	0.5
13) Shaft speed (ω):	16,000 rpm

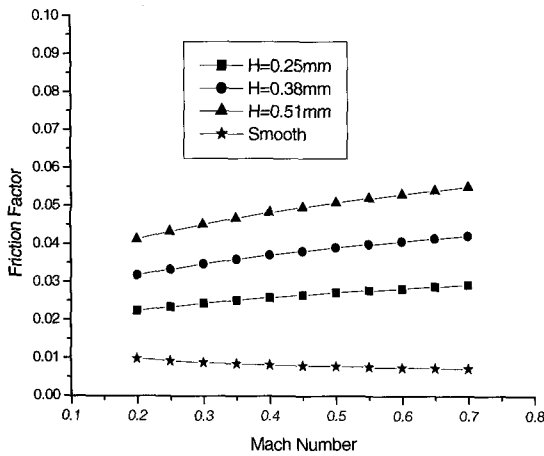


Fig. 3 Comparisons of friction factor between honeycomb and smooth surface

Fig. 3은 $b=1.57$ mm $d=3.05$ mm의 셀구조 (Fig. 2참조)를 갖는 허니콤 표면에 대한 마찰계수를 평면 표면의 마찰계수와 비교하고 있다. 여기서 허니콤 표면의 마찰계수는 Ha and Childs⁽⁴⁾의 실험식인 식(8)의 f_s 를 사용하였으며 c_1-c_4 는 Table 1에 제시되었다. 평면 표면의 마찰계수는 식(8)의 f_r 로 정의된 Moody의 마찰계수식을 사용하였으며, 허니콤 표면 마찰계수식과 비교하기 위하여 레이놀즈 수에 상당하는 마하수로 나타내었다. 마하 수가 커짐에 따라서 평면 표면의 마찰계수는 감소하나 허니콤 표면의 마찰계수는 증가함을 나타내고 있다. 허니콤 표면의 마찰계수는 실 틈새 길이가 커짐에 따라서 커짐을 보이며 평

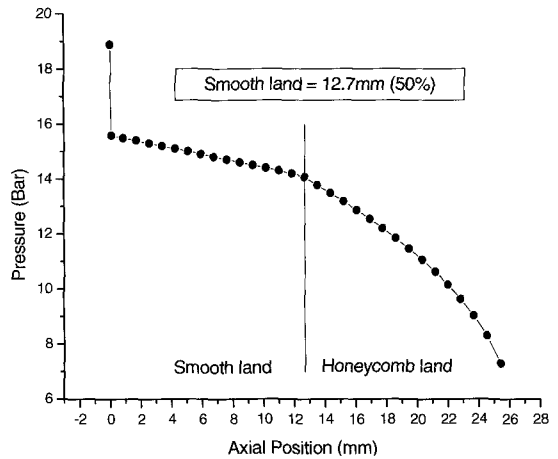


Fig.4 Pressure distribution through honeycomb/smooth land seal.

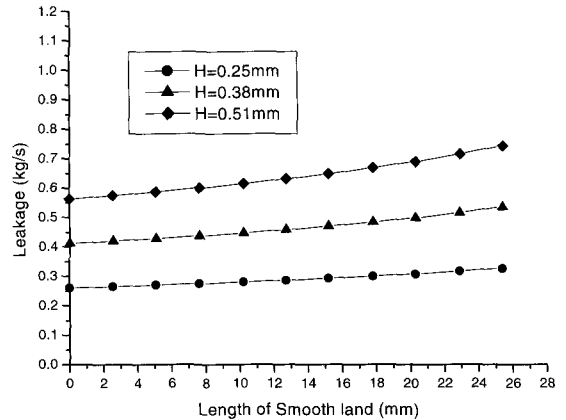


Fig. 5 Leakage against the length of smooth land

면 표면의 마찰계수보다 약 2배에서 5배까지 큼을 보이고 있다. 결국 허니콤 실이 평면 실보다 누설량을 줄일 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 고압부에 사용되는 허니콤 실의 구조적 취약성을 보완하기 위하여 고압측에 평면부를 12.7 mm 형성하고 연이어 허니콤부를 12.7 mm로 한 허니콤/평면 실의 압력분포의 결과를 보이고 있다. 실 입구에서는 단면적의 급격한 축소로 인한 압력강하가 일어나며, 허니콤부의 압력강하 기울기가 평면부의 압력강하 기울기보다 큼을 보이고 있다. 이는 허니콤 표면에서의 마찰손실이 평면부에서의 마찰손실보다 크기 때문이다.

Fig. 5는 허니콤/평면 실의 누설량 결과로 평면부의 길이 x 가 0인 경우는 허니콤 실의 경우이며, x 가 25.4인 경우는 평면 실의 경우를 나타낸다. 실 틈새 길이(H)가 커질수록 누설량이 증가함을 보인다. 고압에 대한 허

니콕 실의 구조적 취약성을 보완하기 위하여 평면부를 점점 길게 하면 누설량이 점점 증가하게 되어 터보기계의 효율이 저감됨으로 실의 구조적 안정성과 효율을 고려한 적절한 평면부의 길이(x)를 결정하여야 한다.

Fig. 6은 허니콤/평면 실의 강성계수(K)의 결과를 보여주고 있다. 강성계수는 로터 시스템의 위험속도(Critical speed)와 관계되는 것으로 평면부의 길이(x)가 증가함에 따라서 조금 감소하다가 급격히 커짐을 나타내고 있다. 허니콤 실(x=0)과 smooth 실(x=25.4)의 경우 실 틈새길이(H)가 커질수록 K는 감소하나 허니콤/평면 실의 경우는 평면부의 길이에 따라서 다른 경향을 보이고 있다.

Fig. 7은 허니콤/평면 실의 연성장성계수(k)의 결과를 보여주고 있다. 연성장성계수는 로터 시스템의 불안정화력과 관계되는 것으로 작은 값을 나타낼수록 안정화를 이룰 수 있다. 평면부의 길이(x)가 증가함에 따라서 k가 커짐을 보이고 있으나 x=23 이후에서는 작아

짐을 나타내고 있다. 실 틈새 길이(H)가 작아질수록 k는 커져 불안정화력이 커짐을 알 수 있고 또한 허니콕 실(x=0)의 k가 평면 실(x=25.4)의 k보다 크게 작아 허니콕 실이 평면 실보다 안정화 경향이 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 허니콤/평면 실의 감쇠계수(C)의 결과를 보여주고 있다. 감쇠계수는 로터 시스템의 안정화력과 관계되는 것으로 큰 값을 나타낼수록 안정화를 이룰 수 있다. 평면부의 길이(x)가 증가함에 따라서 C가 조금 커짐을 보이고 있으나 x=23 이후에서는 k의 경우처럼 작아짐을 나타내고 있다. 실 틈새 길이(H)가 작아질수록 C는 커져 안정화력이 커짐을 알 수 있다.

실을 통한 유체력의 안정성을 판단하는 무차원수인 휘돌림 주파수비(whirl frequency ratio)는 불안정화력에 대한 안정화력의 비로써 $k/(C \cdot \omega)$ 으로 정의된다. 실의 휘돌림 주파수비가 작을수록 안정화 영향을 주게 되며 1.0보다 크면 불안정화 영향을 주게 된다. Fig. 9은 허니콤/평면 실의 휘돌림 주파수비의 결과를 나타

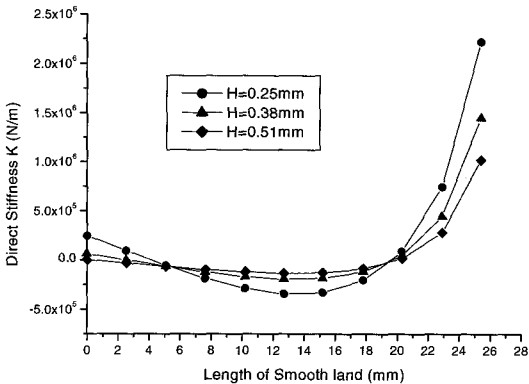


Fig. 6 Direct stiffness against the length of smooth land

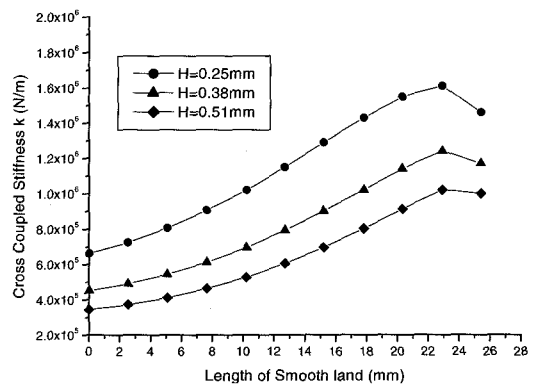


Fig. 7 Cross coupled stiffness against the length of smooth land.

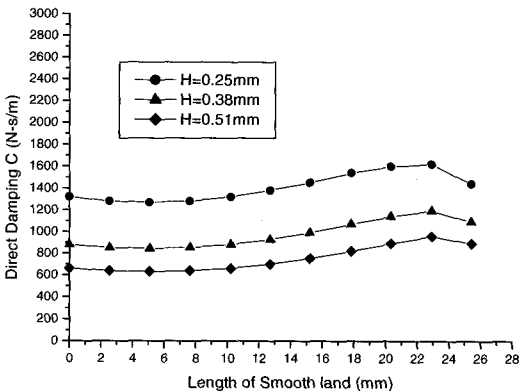


Fig. 8 Direct damping against the length of smooth land

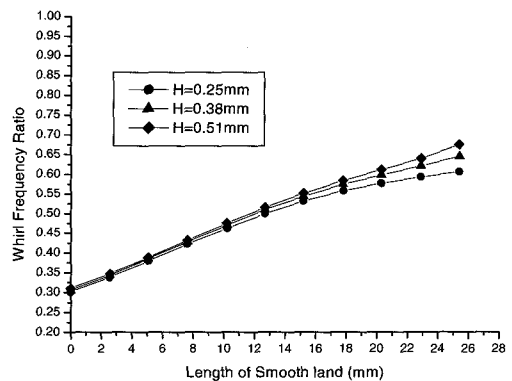


Fig. 9 Whirl frequency ratio against the length of smooth land

내고 있다. 허니콤 실 ($x=0$)의 휘돌림 주파수비가 평면 실 ($x=25.4$)보다 크게 작아 허니콤 실이 평면 실보다 안정화 경향이 있음을 알 수 있으며, 평면부의 길이(x)가 증가함에 따라서 안정화 영향이 작아짐을 알 수 있다. 결국, 고압에 대한 허니콤 실의 구조적 취약성을 보완하기 위한 허니콤/평면 실에서 평면부를 점점 길게 하면 실을 통한 누설량이 증가하며 안정화 영향이 작아지기 때문에 실의 구조적 안정성, 터보기계의 효율, 및 터보기계의 축계 안정성을 고려한 적절한 평면부의 길이 (x)를 결정하여야 한다.

4. 결론

고압부에 노출된 허니콤 실의 구조적 취약성을 보완하기 위해서 고압측의 일정길이를 실 구조물과 일체로 한 평면부를 갖는 허니콤/평면 실을 제안하였으며, 누설량과 동특성 계수를 예측할 수 있는 해석법을 제시하였다. 평면부의 길이에 따른 누설특성 및 동특성 해석결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 평면부를 점점 길게 하면 누설량이 점점 증가하게 되어 터보기계의 효율이 저감된다.
- (2) 강성계수 (K)는 평면부의 길이가 증가함에 따라서 조금 감소하다가 급격히 커짐을 나타내며, 허니콤 실과 평면 실의 경우는 실 틈새길이 (H)가 커질수록 K 는 감소하나 허니콤/평면 실의 경우는 평면부의 길이에 따라서 다른 경향을 보였다.
- (3) 연성강성계수 (k)와 감쇠계수 (C)는 평면부의 길이가 증가함에 따라서 대체적으로 커짐을 보이며 실 틈새 길이 (H)가 작아질수록 커짐을 나타냈다.
- (4) 휘돌림 주파수비는 평면부의 길이가 증가함에 따라서 커짐을 나타냈다.
- (5) 결국, 고압에 대한 허니콤 실의 구조적 취약성을 보완하기 위한 허니콤/평면 실에서 평면부를 점점 길게 하면 실을 통한 누설량이 증가하며 안정화 영향이 작아지기 때문에 실의 구조적 안정성, 터보기계의 효율, 및 터보기계의 축계 안정성을 고려한 적절한 평면부의 길이를 결정하여야 한다.

후기

본 연구는 2002년도 경원대학교 학술연구비의 지원을 받아 이루어졌음.

참고문헌

- (1) Childs, D. W., and Moyer, D. S., 1985, "Vibration Characteristics of the HPOTP (High-Pressure Oxygen Turbopump) of the SSME (Space Shuttle Main Engine)," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, No. 1, pp. 152~159.
- (2) Childs, D. W., Elrod, D., and Hale, K., 1989, "Annular Honeycomb Seals: Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients: Comparisons to Labyrinth and Smooth Configurations," ASME Journal of Tribology, Vol. 111, Apr., pp. 293~301.
- (3) Kleyhans, G. F., 1991, A Comparison of Experimental Results and Theoretical Predictions for the Rotordynamic and Leakage Characteristics of Short($L/D=1/6$) Honeycomb and Smooth Annular Pressure seals, Master thesis, Texas A&M University, College Station, TX.
- (4) Ha, T. W., and Childs, D. W., 1994, "Annular Honeycomb-Stator Turbulent Gas Seal Analysis Using a New Friction-Factor model Based on Flat Plate tests," ASME Journal of Tribology, Vol. 116, Apr., pp. 352~360.
- (5) Ha, T. W., and Childs, D. W., 1996, "A Rotor-dynamic Analysis of an Annular Honeycomb Seal Using a Two-Control Volume Model," KSME Journal, Vol. 10, No. 3, pp. 332~340.
- (6) Hirs, G. G., 1973, "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films," ASME Journal of Lubrication Technology, pp. 137~146.
- (7) Ha, T. W., and Childs, D. W., 1992a, "Friction-Factor Data for Flat Plate Tests of Smooth and Honeycomb Surfaces," ASME Journal of Tribology, Vol. 114, Oct., pp. 722~730.
- (8) Ha, T. W., Morrison, G. L., and Childs, D. W., 1992b, "Friction-Factor Characteristics for Narrow Channels with Honeycomb Surfaces," ASME Journal of Tribology, Vol. 114, Oct., pp. 714~721.
- (9) Zeidan, F. Y., Perez, R. X., and Stephenson, E. M., 1993, "The Use of Honeycomb seals In Stabilizing two Centrifugal Compressors," Pro-

- ceedings of The Twenty-Second Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, pp. 3~15.
- (10) Benaboud, N., 1984, "Hassi R'Mel High Pressure Injection Project with Centrifugal Compressors," First Rarsons International Turbine Conference, C37/84.
- (11) Nelson, C. C., 1985, "Rotordynamic Coefficients for Compressible Flow in Tapered Annular Seals," ASME Journal of Tribology, Vol. 107, No. 3, pp. 318~325.