

## 스팀 터빈용 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석

하태웅\* · 이용복\*\* · 김승종\*\* · 김창호\*\*

### The Leakage and Rotordynamic Analysis of A Combination-Type-Staggered-Labyrinth Seal for A Steam Turbine

Tae Woong Ha\*, Yong-Bok Lee\*\*, Seung-Jong Kim\*\* and Chang-Ho Kim\*\*

*Key Words: Combination-type-staggered-labyrinth seal (조합형 엇갈린 래버린스 실), Leakage (누설량), Rotordynamic coefficients (회전체동특성 계수), Moody's friction factor (Moody 마찰계수), Steam turbine (스팀 터빈)*

#### ABSTRACT

Governing equations and numerical solution methods are derived for the analysis of a combination-type-staggered-labyrinth seal used in high performance steam turbines. A bulk flow is assumed for each combination-type-staggered-labyrinth cavity. Axial flow through a throttling labyrinth strip is determined by Neumann's leakage equation and circumferential flow is assumed to be completely turbulent in the labyrinth cavity. Moody's wall-friction-factor formula is used for the calculation of wall shear stresses. For the reaction force developed by the seal, linearized zeroth-order and first-order perturbation equations are developed for small motion near the centered position. Integration of the resultant first-order pressure distribution along and around the seal defines the rotordynamic coefficients of the combination-type-staggered-labyrinth seal. Theoretical results of leakage and rotordynamic characteristics for the IP4-stage seal of USC(ultra super critical) steam turbine are shown with the effect of sump pressure, the number of throttling labyrinth strip, and rotor speed.

#### 1. 서론

스팀터빈의 밀봉장치(seal system)는 터빈 축이 케이싱을 관통하는 부분과 터빈 내부 각 단(stage) 사이의 압력차에 의해 증기가 누설되거나 외부공기가 유입되는 것을 방지하는 기능을 갖는 기계요소로서 축

이 케이싱을 관통하는 양단 부(gland packing steam seal)와 버켓 끝 부분(outer/inner ring steam seal), 그리고 다이어프램의 축 관통 부(diaphragm steam seal strip)에 설치되어 있다. 스팀터빈의 비접촉식 환상 밀봉장치로 널리 사용되고 있는 래버린스 실(labyrinth seal)은 스팀의 교축작용(throttling process)을 이용하여 누설을 방지하는 것으로, 날카로운 실 스트립(strip)을 회전부(rotor) 또는 고정부(stator)에 차례로 배열하여 누설 증기가 교축과 확대를 반복하는 과정에서 발생하는

\* 경원대학교 건축설비기계공학과

\*\* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

책임저자 E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr

압력강하 효과로써 누설량을 저감시키게 된다. 실 스트립은 러빙(rubbing)이 발생했을 때 축의 손상을 방지하기 위하여 일반적으로 축 재질보다는 마모가 쉬운 재질을 사용하며, 스트립의 수를 증가시키면 누설을 충분히 저감시킬 수 있으나 축과 케이싱이 길어지는 문제가 있어 제한된 수의 스트립을 이용하여 밀봉 특성을 향상시키기 위한 다양한 형태의 래버린스 실이 개발되고 있다. 가장 단순한 형태인 관통 래버린스(see-through labyrinth)에 비해 스팀의 누설 유로를 보다 복잡하게 만든 계단식 래버린스(steped labyrinth)와 엇갈린 래버린스(staggered labyrinth)가 대표적인 것으로서 동일조건에서 누설스팀량을 크게 저감시킬 수 있으나 운전 중 터빈 축의 축 방향 변위 및 열변형에 의한 실 스트립과 단 사이의 러빙 발생 가능성을 고려하여 형상을 설계하여야 한다. 최근 초초임계압(ultra super critical) 스팀 터빈의 밀봉장치에는 고온으로 인한 축 방향 신축 변위를 고려한 Fig. 1과 같은 조합형 엇갈린 래버린스 실(combination-type-staggered-labyrinth seal)이 사용되고 있다. 이 실은 누설 스팀량을 최소화함으로써 스팀 터빈의 효율을 향상시킬 수 있으나, 실 틈새에서 발생한 유체 가진력이 불안정화 자려진동(self-excited vibration)을 유발할 수 있다고 알려져 있다. 따라서 이 래버린스 실을 통한 누설 스팀량 및 유체 가진력의 정밀한 해석법의 개발이 요구되고 있다.

관통 래버린스 실의 유체력 해석을 위한 이론적 연구는 Alford<sup>(1)</sup>에 의해 처음 시도된 이후 많은 연구 결과<sup>(2)~(6)</sup>가 발표되었다. 특히, Iwatsubo<sup>(2)</sup>는 래버린스 공동(cavity)에 한 개의 제어체적을 설정한 간

략화된 모델을 사용하여 해석결과를 제시하였고, 최근 Scharrer<sup>(5)</sup>와 하 등<sup>(6)</sup>은 래버린스 실에서 유체의 흐름형상을 고려한 두 개의 제어체적(two-control-volume) 모델 해석을 통하여 개선된 결과를 보여주었다. 계단식 래버린스 실에 대하여, Scharrer<sup>(7)</sup>는 Childs and Scharrer<sup>(4)</sup>의 관통 래버린스 실의 해석방법을 확장하여 Blasius 마찰계수 식을 사용한 해석결과를 발표하였으며, 최근 Ha<sup>(8)</sup>는 Moody 마찰계수 식을 사용한 개선된 해석 결과를 발표하였다. 또한 하<sup>(9)</sup>는 엇갈린 래버린스 실의 누설량과 유체력을 나타내는 동특성 계수들을 예측할 수 있는 해석 기법을 개발하고 그 결과를 제시하였다. 조합형 엇갈린 래버린스 실에 대하여는 아직까지 해석법 및 실험결과가 발표되지 못하고 있다. 따라서 본 연구에서는 초초임계압 스팀 터빈에 사용되는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 증기량과 동특성 계수들을 예측할 수 있는 해석 기법을 하<sup>(9)</sup>의 엇갈린 래버린스 실 해석방법을 확장하여 개발하고 그 결과를 제시하고자 한다.

## 2. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 해석

### 2.1 지배방정식의 유도

Fig. 1은 조합형 엇갈린 래버린스 실의 형상과 이론적 해석을 위한 제어체적을 보이고 있다. 조합형 엇갈린 래버린스 실은 한 개의 긴 래버린스 스트립과 3개의 짧은 래버린스 스트립이 차례로 설치되어 반복되는 형상을 이루고 있다. 긴 래버린스 스트립과 짧은 래버린스 스트립 중 가운데 것이 회전부 면과 교축작용이 일어나는 오리피스(orifice)를 이루며, 나머지

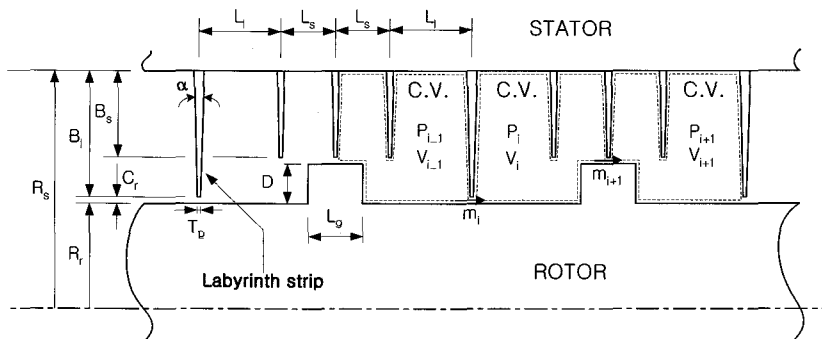


Fig. 1 A typical combination-type-staggered-labyrinth seal geometry and control volume

2개의 짧은 래버린스 스트립들은 오리피스를 통과한 스팀 흐름의 축 방향 외류를 방해하기 위한 더미 스트립(dummy strip) 역할을 한다. 조합형 엇갈린 래버린스 실에서의 유체 유동은 엇갈린 래버린스 실의 경우<sup>(9)</sup>와 마찬가지로 압력 차에 의한 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 선단 부의 축 방향 유속(누설 스팀량)과 회전부의 회전에 의한 원주방향 유속이 각 래버린스 공동 내에 형성된다. 이 때 부가된 래버린스 스트립은 단지 축 방향 외류를 방해하는 역할만을 하므로 오리피스를 형성하는 2개의 래버린스 스트립과 부가된 래버린스를 둘러싼 래버린스 공동을 하나의 제어체적으로 설정하였다. 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 선단부의 축 방향 유속은 회전부의 단 또는 이웃하는 래버린스 스트립에 막혀 혼합되어 소멸되며, 회전부의 회전에 따른 각 래버린스 공동 내의 원주방향 유속은 평균유속(V)으로 가정한다.

본 절에서는 편의상 래버린스 스트립이 고정부에 있고 회전부에는 단이 형성된 실(teeth-on-stator seal)에 대한 지배 방정식의 유도과정을 보이고자 한다. Fig. 1에서  $R_s$ ,  $R_r$ ,  $B_i$ ,  $B_s$ ,  $L_l$ ,  $L_s$ ,  $L_g$ ,  $D$ ,  $T_p$ ,  $\alpha$ ,  $C_r$ 은 각각 고정부의 반경, 회전부의 반경, 긴 래버린스 스트립의 길이, 짧은 래버린스 스트립의 길이, 긴 래버린스 스트립과 짧은 래버린스 스트립 사이의 피치(pitch), 짧은 래버린스 스트립들 사이의 피치, 회전부 단의 폭, 회전부 단의 높이, 래버린스 스트립 선단부의 두께, 래버린스 스트립의 경사각, 실 간극을 나타내며, 사용된 변수  $P$ ,  $V$ ,  $m$ 은 각각 제어체적의 압력, 원주방향 유속, 질량 흐름율을 나타낸다. 각 변수의

아래첨자  $i$ 는  $i$ 번째 제어체적을 의미한다. 이웃하는 제어체적은 축대칭을 이루며 동일한 단면을 이루고 있다.

Fig. 2는 제어체적에 작용하는 힘의 관계를 보여주고 있다. 여기서  $\tau_s$ ,  $\tau_r$ 은 각각 고정부 표면의 전단응력과 회전부 표면의 전단응력을 나타내며,  $a_s$ 와  $a_r$ 은 각각 고정부와 회전부의 전단응력이 작용되는 무차원화된 제어표면 길이를 나타낸다. 식(1)은 Fig. 2에 보인 단위 원주방향 폭의 제어체적에 대한 연속방정식을 나타내고 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_i A_i) + \frac{1}{R_m} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho_i A_i V_i) + \frac{(R_r + D)}{R_m} m_{i+1} - \frac{R_r}{R_m} m_i = 0 \quad (1)$$

$$A_i = (L_l + L_s)(B_s + D + C_r) - ((DL_g)/2 + 3/2(T_p B_s + B_s^2 \tan(\alpha/2)) + 1/2(T_p B_l + B_l^2 \tan(\alpha/2))) \quad (2)$$

여기서  $\rho_i$ 는 밀도,  $A_i$ 는 제어체적의 원주방향 단면이고,  $R_m$ 은  $(R_s + R_r)/2$ 로 정의된다.

힘의 평형 조건으로부터 원주방향 운동량 방정식을 유도하면 식(3)과 같다.

$$\rho_i A_i \frac{\partial}{\partial t}(V_i) + \frac{\rho_i V_i A_i}{R_m} \frac{\partial V_i}{\partial \theta} + \frac{R_r}{R_m} m_i (V_i - V_{i-1}) = -\frac{A_i}{R_m} \frac{\partial P_i}{\partial \theta} + a_r \tau_{ri} - a_s \tau_{si} \quad (3)$$

식(3)에 포함된 고정부와 회전부의 전단응력이 작용되는 무차원화된 제어표면 길이  $a_s$ 와  $a_r$ 은 식(4)와 식(5)에 나타내었으며, 고정부 표면의 원주방향 전단응력  $\tau_{si}$ 와 회전부 표면의 원주방향 전단응력  $\tau_{ri}$ 는 Moody의 마찰계수 식을 사용하여 식(6)과 식(7)로 정의될 수 있다.

$$a_s = \frac{1}{R_m} (L_l + L_s - (T_p/2 + B_l \tan(\alpha/2)) - 3/2(T_p/2 + B_s \tan(\alpha/2))R_s + 3/4(T_p/2 + B_s \sec(\alpha/2))(R_s + (R_r + D)) + 1/2(T_p/2 + B_l \sec(\alpha/2))(R_s + R_r)) \quad (4)$$

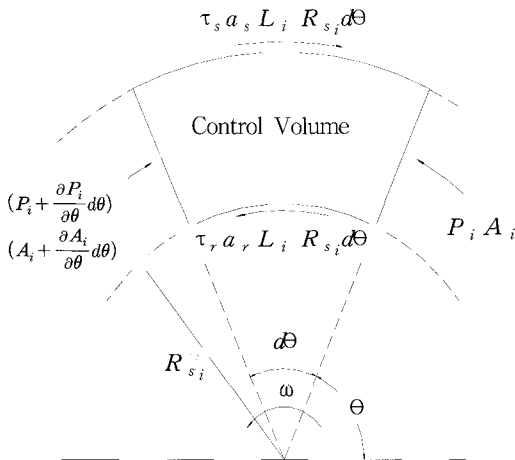


Fig. 2 Forces on a control volume

$$a_r = \frac{1}{R_m} ((L_l + L_s - L_g/2) R_r + D(R_r + D/2) + L_g/2(R_r + D)) \quad (5)$$

$$\tau_{si} = \frac{1}{2} \rho_i V^2 \left( 0.00137 \left[ 1 + \left( \frac{20000e}{Dh} + \frac{10^6 \nu}{Dh_i V_i} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \right)_i \quad (6)$$

$$\tau_{ri} = \frac{1}{2} \rho_i ((R_r + D/2)\omega - V_i)^2 \times 0.00137 \times \left[ 1 + \left( \frac{20000e}{Dh_i} + \frac{10^6 \nu}{Dh_i | (R_r + D/2)\omega - V_i |} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad (7)$$

여기서  $Dh_i$ 는 식(8)과 같이 정의된 수력저름이며,  $\omega$ 는 회전부의 회전속도이다.

$$Dh_i = \frac{2(L_l + L_s)(B_s + C_r + D)}{\left( \frac{PERC}{2} + C_r \right)}$$

$$PERC = ((L_l + L_s) - \left( \frac{T_p}{2} + B_t \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) - \frac{3}{2} \left( \frac{T_p}{2} + B_s \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) + \left( \frac{T_p}{2} + B_s \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) + \frac{3}{2} \left( \frac{T_p}{2} + B_s \sec\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right) + (L_l + L_s + D)) \quad (8)$$

식(1), (3), (6) 및 (7)에 포함된 밀도는 압축계수 (compressibility factor)  $Z$ 를 포함하는 실제 기체에 대한 상태방정식에 의해 식(9)와 같이 압력 방향으로 표현될 수 있다. 여기서  $R$ 은 기체상수,  $T$ 는 온도이며, 스팀의 경우 온도와 압력에 따라서 이상기체의 거동을 하지 않을 수 있어 그 상태에 맞는 압축계수를 일반 압축성 인자선도 (generalized compressibility factor chart)를 이용하여 결정한다<sup>(10)</sup>. 이상기체 (ideal gas)의 경우  $Z=1.0$ 이다.

$$\rho_i = \frac{P_i}{ZR_iT} \quad (9)$$

질량흐름율 ( $m_i$ )은 Neumann<sup>(11)</sup>의 실험식에 의해 식(10)으로 나타낼 수 있다. 이때 kinetic energy

carryover factor<sup>(12)</sup>,  $\mu_{2i}$ 는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 회전부 단높이 ( $D$ )가 실간극 ( $C_r$ )보다 훨씬 크기 때문에 1.0으로 정의되며, flow coefficient<sup>(13)</sup>,  $\mu_{1i}$ 는 식(11)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서  $\gamma$ 는 비열비이다

$$m_i = \mu_{1i} \mu_{2i} H_i \sqrt{\frac{P^2 - P_{iZKR}^{i-1}}{\gamma}} \quad (10)$$

$$\mu_{1i} = \frac{\pi}{\pi + 2 - 5s_i + 2s_i^2}$$

$$s_i = \left( \frac{P_{i-1}}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \quad (11)$$

지배방정식 (1)과 (3)은 회전부가 회전축 중심에 위치해 있는 경우이다. 그러나 실제 회전부는 회전함과 동시에 휘돌림 운동을 하여 주기적인 조합형 엇갈린 래버린스 실의 틈새 간극 변화를 유발하여 결국 섭동압력에 의한 유체 가진력을 실로부터 발생시킨다. 이와 같은 현상을 수식적으로 모델링하기 위하여 식(12)와 같이 변수는 회전축 중심에 대한 성분 (zeroth order (하첨자 0))과 미소변위에 대한 성분 (first order (하첨자 1))을 포함하는 섭동변수로 다시 정의된다.

$$P_i = P_{0i} + \epsilon P_{1i},$$

$$H_i = C_r + \epsilon H_{1i},$$

$$V_i = V_{0i} + \epsilon V_{1i} \quad (12)$$

여기서,  $\epsilon = e_0/C_r$ 로 편심비이며  $H_i$ 는 실 간극이다. 식(12)를 지배방정식(1)과 (3)에 적용하여 전개하면 정상상태 (zeroth order)식과 비정상상태 (first order)식을 얻을 수 있다.

정상상태 식

$$\frac{(R_r + D)}{R_r} m_{i+1} = m_i = m_0 \quad (13)$$

$$\frac{R_r}{R_m} m_i (V_{0i} - V_{0i-1}) = a_r \tau_{r0i} - a_s \tau_{s0i} \quad (14)$$

비정상상태 식

$$G_{1i} \frac{\partial P_{1i}}{\partial t} + G_{2i} \frac{\partial P_{1i}}{\partial \theta} + G_{3i} \frac{\partial V_{1i}}{\partial \theta} + G_{4i} P_{1i} + G_{5i} P_{1i-1} + G_{6i} P_{1i+1} = -G_{7i} H_{1i} - G_{8i} \frac{\partial H_{1i}}{\partial t} - G_{9i} \frac{\partial H_{1i}}{\partial \theta} \quad (15)$$

$$J_{1i} \frac{\partial V_{1i}}{\partial t} + J_{2i} \frac{\partial V_{1i}}{\partial \theta} + J_{3i} \frac{\partial P_{1i}}{\partial \theta} + J_{4i} V_{1i} + J_{5i} V_{1i-1} + J_{6i} P_{1i} + J_{7i} P_{1i-1} = J_{8i} H_{1i} \quad (16)$$

여기서 계수들인  $G_i, J_i$ 는 Appendix 1에 정의되어 있다.

## 2.2 지배방정식의 해

정상상태 식은 누설 스팀량인 질량 흐름율과 회전 부가 축 중심에 있을 때의 압력분포 및 원주방향 유속 분포를 정의한다. 우선 식(10)과 식(13)을 사용하여 엇갈린 래버린스 실의 입구압력과 출구압력 조건으로부터 누설량과 각 챔버의 압력분포를 반복 (iteration) 방법에 의해 구할 수 있다. 또한 정상상태 원주방향 운동량식인 식(14)를 주어진 입구에서의 원주방향 유속조건으로부터 수치해석기법을 사용하여 해를 구하여 각 챔버의 원주방향 유속을 구할 수 있다. 실 입구부와 출구부의 압력차가 일정량 이상이 되면 조합형 엇갈린 래버린스 실의 마지막 챔버 출구에서 유속이 마하 1에 가까워지며 더 이상의 유량증가가 일어나지 않는 질식 (choke) 현상이 일어난다. 질식 현상이 일어날 경우 실의 마지막 래버린스 스트립에서의 스팀 ( $\gamma=1.3$ ) 유량은 식(17)과 같이 Fliegner<sup>(14)</sup>의 식을 사용하여 정상상태 식의 해를 구한다.

$$m_{NC} = \frac{0.667\mu_2}{\sqrt{ZRT}} P_{NC} H_{NC} \quad (17)$$

비정상상태 지배방정식인 식(15), (16)은 회전부의 휘돌림 운동에 따른 실 간극의 변화에 기인된 섭동압력과 섭동속도를 정의한다. 회전부의 중심이 타원케적을 갖는 휘돌림 운동을 한다고 가정하면 실 간극은 식(18)과 같이 정의되고, 섭동압력과 섭동속도도 섭동 간극의 형태로 다시 정의한다. 다시 정의된 변수들을 사용하여 비정상상태식을 다시 전개하고 sin, cos 항들의 계수를 모으면 섭동압력과 섭동속도는 더 이상

시간과  $\theta$ 의 함수가 아닌 8개의 선형 연립방정식이 된다. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 입구와 출구에서 섭동압력과 섭동속도들이 0이라는 경계조건을 사용하여 각 챔버에 대하여 선형 연립방정식의 해를 구하면 섭동압력분포를 구할 수 있다.

$$\epsilon H_1 = -a \cos \omega t \cos \theta - b \sin \omega t \sin \theta \quad (18)$$

$$= -\left(\frac{a}{2} + \frac{b}{2}\right) [\cos(\theta - \omega t) + \cos(\theta + \omega t)]$$

조합형 엇갈린 래버린스 실을 통해 발생된 유체 가 진력은 일반적으로 회전축 단면의 수평, 수직방향인 x, y축에 대하여 등방성(isotropic)을 나타내게 되고 아래와 같은 행렬 요소를 갖는 형태로 나타내어진다.

$$-\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & k \\ -k & K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C & c \\ -c & C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

여기서  $K, C$ 는 각각 강성, 감쇠계수이며  $k, c$ 는 각각 연성(cross coupled) 강성, 연성 감쇠 계수이다. 이 계수들은 섭동압력을 실 축 방향과 원주둘레 방향에 대하여 적분함에 의해 결정된다.

## 3. 해석 결과 및 고찰

본 절에서는 앞 절에서 유도한 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 계수 결정방법에 따른 해석결과를 보이고자 한다. 조합형 엇갈린 래버린스 실은 래버린스 스트립이 고정부에 있는 경우 (Teeth-On-Stator, TOS) (Fig. 1 참조)와 스트립이 회전부에 있는 형태 (Teeth-On-Rotor, TOR)로 사용될 수 있다. 본 연구에서는 TOS의 경우에 대한 해석법만을 제시하였으나, TOR의 경우도 스트립이 회전하는 점을 고려하면 같은 방법으로 유도될 수 있다. 초초임계압 스팀터빈 IP 4단에 설치된 조합형 엇갈린 래버린스 실의 형상 (Fig. 1) 및 운전 조건을 Table 1에 나타내었다. IP 4단에서 스팀의 온도와 압력 상태에 맞는 압축계수를 일반 압축성 인자선도를 이용하여 결정하면  $Z=0.97$ 이다. 실 입구에서 원주방향 유속은 원주방향 유속비 (inlet swirl ratio,  $=V_{in}/(R_s \omega)$ )로 정의하고 본 연구에서는 0.5로 가정하였다. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 스팀량 및 동특성 계수에 영향을 주는 형상 및 운전조건은 매우 다양

Table 1 Input data for the analysis of combination-type -staggered-labyrinth seal

Seal geometry(Teeth-on-stator)	
Radius of seal stator ( $R_s$ )	344.299 (mm)
Radius of seal rotor ( $R_r$ )	336.425 (mm)
Tooth height(long one) ( $B_l$ )	6.858 (mm)
Tooth height(short one) ( $B_s$ )	3.683 (mm)
Tooth pitch ( $L_i$ )	4.7752 (mm)
Tooth pitch ( $L_s$ )	3.175 (mm)
Step height ( $D$ )	3.175 (mm)
Step width ( $L_g$ )	3.429 (mm)
Tooth tip width ( $t_p$ )	0.254 (mm)
Strip angle ( $\alpha$ )	0.3838 (rad)
Clearance of seal ( $C_r$ )	1.016 (mm)
Number of throttling teeth (NT)	9
Seal length	63.6 (mm)
Operating condition(steam)	
Reservoir pressure	22.8 bar
Sump pressure	19.4 bar
Inlet swirl ratio ( $V_{in}/(R_s \omega)$ )	0.5
Rotor speed	3600 (RPM)
Reservoir temperature	742 (K)
Kinematic viscosity (air) ( $\nu$ )	$7.06 \times 10^{-6}$ ( $m^2/s$ )
Gas constant (R)	461.38 (J/(kg · K))
Specific heat ratio ( $\gamma$ )	1.3
Compressibility factor (Z)	0.97

할 것이나 본 연구에서는 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립의 수 (NT)와 출구압력 (sump pressure) 및 축 회전수의 변화에 따른 누설 스팀량 및 동특성 계수의 특성을 분석해 보고자 한다.

Figs. 3과 4는 Table 1에 제시된 운전 조건에 대하여 정상상태 식의 해인 압력분포와 원주방향 유속 분포를 보여주고 있다. 실의 위치 0 mm는 실의 입구

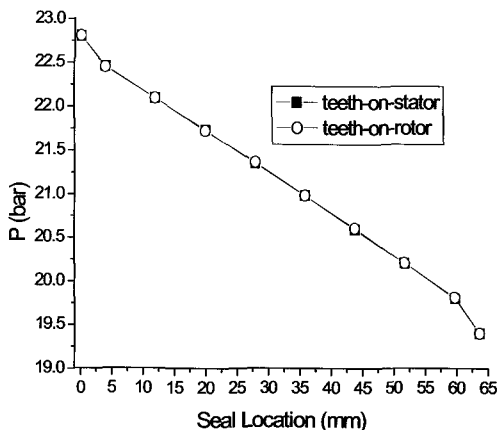


Fig. 3 Pressure distribution vs. seal location

부이며 63.6 mm는 실의 출구부이다. 또한 각 데이터 들은 Fig. 1에서 보인 제어체적의 중앙부의 압력과 원주방향 유속을 순차적으로 나타내며, 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 수가 9개이므로 8개의 제어 체적으로 해석되었다. 압력은 조합형 엇갈린 래버린스 챔버를 통과하며 거의 선형적으로 감소함을 보이나 입구부와 출구부에서는 압력강하가 더 크게 일어남을 알 수 있다. TOS와 TOR의 경우 압력분포는 변화가 없음을 보여주고 있다. 입구에서의 원주방향 유속은 입구 원주방향 유속비를 0.5로 가정하였으므로 약 64 m/s이다.

TOS의 경우는 래버린스 챔버를 통과하면서 감소하고, TOR의 경우는 증가하는데 이는 래버린스 스트립이 회전함에 따른 전단흐름의 발달에 기인된 것으로 판단된다.

Fig. 5는 실의 입구 압력 (reservoir pressure) 22.8 bar에 대하여 출구 압력 (sump pressure)을 1~21 bar까지 변화시킬 때 누설 스팀량의 변화를 보여주고 있다. 출구 압력이 낮아질수록 압력차가 커져 누설 스팀량은 증가한다. 그러나 출구 압력 4.2 bar 이하에서는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 마지막 스트립에서 유속이 마하 1에 가까워져 누설 유량이 더 이상 증가하지 않는 질식현상이 일어남을 알 수 있다. TOR의 경우가 TOS의 경우보다 누설량이 약간 많게 되는데, 이는 TOR의 경우에는 누설이 일어나는 실 틈새의 반경이 TOS의 경우보다 긴 래버린스 스트립의 길이만큼 커지기 때문이다.

Fig. 6은 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립의 수에 따른 누설 스팀량의 변화를 보여주고 있다. 오리

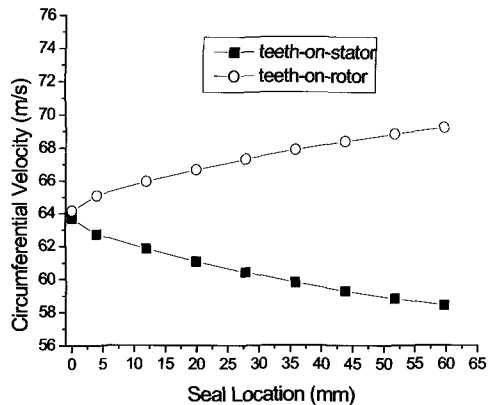


Fig. 4 Circumferential velocity distribution vs. seal location

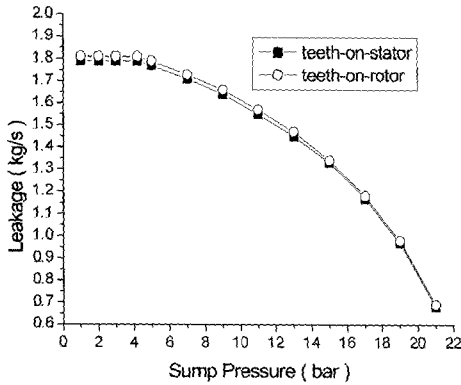


Fig. 5 Leakage vs. sump pressure

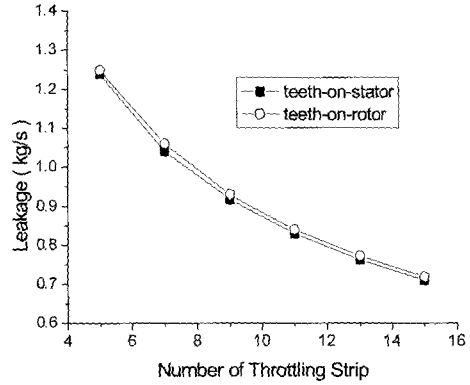


Fig. 6 Leakage vs. number of throttling strip

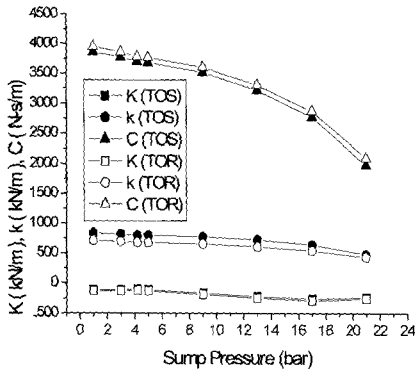


Fig. 7 Rotordynamic coefficients vs. sump pressure

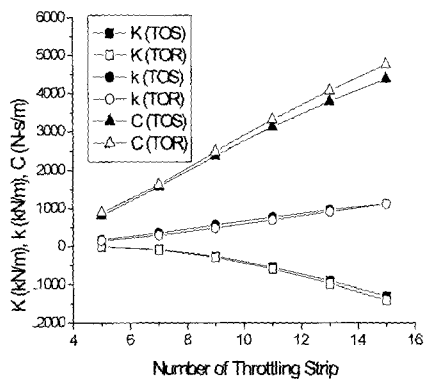


Fig. 8 Dynamic coefficients vs. No. of throttling strip

피스를 형성하는 래버린스 스트립의 수가 증가하면 결국 실의 길이가 증가하게 되는 것으로 누설량은 당연히 감소하게 된다. 동일한 실 길이에 대하여 누설량을 줄이기 위해서는 회전부 단의 폭 ( $L_s$ )을 늘려 오리피스를 이루는 짧은 래버린스 스트립의 수를 증가시킬 수 있으나 회전부의 축 방향 변위에 따른 래버린스 스트립과 회전부 단 사이에서 러빙이 발생되지 않는 범위로 제한된다.

Fig. 7은 동일한 실의 입구 압력 22.8 bar에 대하여 출구 압력 변화에 따른 동특성 계수들의 결과를 보여주고 있다. Fig. 5의 경우에서처럼 출구 압력 4.2 bar 이하는 질식현상이 일어나는 구간이다. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 강성계수 ( $K$ )는 많은 래버린스 실의 경우<sup>(5),(7)</sup>에서처럼 음의 값을 보여 스팀터빈 시스템의 고유진동수를 낮추는 효과를 갖고 있다. 출구 압력이 작아짐(압력차가 커짐)에 따라서 그 절대값이 증가된 후 감소하며, 질식현상이 일어나는 구

간에서는 거의 일정한 값을 나타내고 있다. 또한, TOS와 TOR의 경우 거의 차이를 보이지 않으나 TOR의 경우가 그 절대값이 큰 값을 보이고 있다. 연성 강성계수 ( $k$ )는 실을 통한 불안정화 유체력을 나타내는 것으로 출구 압력이 작아짐에 따라서 커짐을 나타내며, 질식현상이 일어나는 구간에서도 같은 특성을 보이고 있다. TOS의 경우가 TOR의 경우보다 큰 값을 보이고 있다. 감쇠계수 ( $C$ )는 실을 통한 안정화 유체력을 나타내는 것으로 출구 압력이 작아짐에 따라서 큰 기울기로 커짐을 나타내며, 질식현상이 일어나는 구간에서도 같은 특성을 보이고 있다. TOR의 경우가 TOS의 경우보다 큰 값을 보이고 있다.

Fig. 8은 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 수의 증가(실 길이의 증가)에 따른 동특성 계수들의 특성을 보이고 있다. 래버린스 스트립 수가 증가함에 따라서  $K$ 는 감소를,  $k$ 와  $C$ 는 증가함을 보이고 있다. Fig. 9는 TOS 실의 경우 회전부의 회전수에 따른

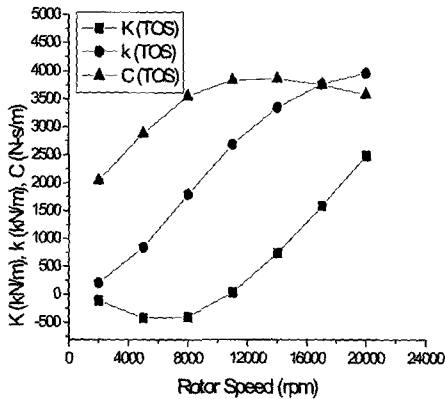


Fig. 9 Rotordynamic coefficients vs. rotor speed

동특성계수들의 특성을 나타내고 있다. 회전수가 증가함에 따라서  $K$ 는 음의 값을 보이다가, 약 11,000 rpm 이상에서는 양의 값을 보이며 커짐을 알 수 있다.  $k$ 는 회전수가 증가함에 따라서 급격히 커지며,  $C$ 는 급격히 커진 후 약 11,000 rpm 이상에서는 약간 작아지는 경향을 보이고 있다.

실의 불안정성은 일반적으로 휘돌림 주파수 비 (whirl frequency ratio)로 정의된다. 휘돌림 주파수 비는 불안정화 유체력을 나타내는  $k$ 에 대한 안정화 유체력을 나타내는  $C$ 의 비로서,  $k/(C\omega)$ 와 같이 정의된 무차원 수이다. 휘돌림 주파수비가 1.0보다 크면 실은 불안정화 영향을 주게 되며 작은 값일수록 안정화 영향을 주게 된다. Fig. 10은 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 수의 증가에 따른 휘돌림 주파수비의 결과를 나타내고 있다. 래버린스 스트립의 증가에 따라서 휘돌림 주파수비는 커지나 1.0보다는 작은 값을 보이고 있다. TOR 실이 TOS 실보다 더 안정적임을 나타내며 이런 특성은 형상적으로 유사한 엇갈린 래버린스 실<sup>(9)</sup>과 계단식 래버린스 실의 결과<sup>(8)</sup>와 같음을 보여주고 있다.

#### 4. 결론

USC 스팀 터빈의 밀봉장치로 적용되고 있는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량과 유체력을 나타내는 동특성계수들을 예측할 수 있는 해석 방법을 제시하였고, IP 4 단의 형상 및 운전 조건에서 누설 스팀량과 동특성계수의 예측 결과를 나타내었다. TOS와 TOR 실의 경우에 대하여 오리피스를 형성하는 래버린스 스

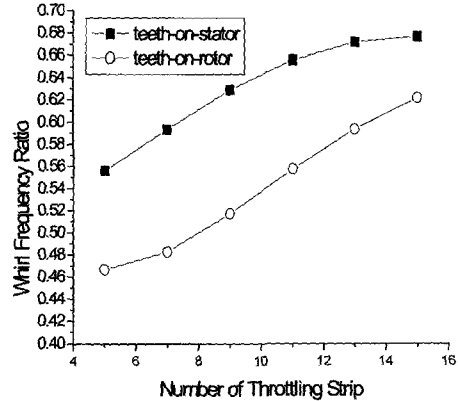


Fig. 10 Whirl frequency ratio vs. the number of throttling strips

트립의 수(NT)와 출구압력 및 축 회전수의 변화에 따른 누설 스팀량 및 동특성 계수의 특성을 분석해 본 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 실의 출구 압력이 낮아질수록 압력차가 커져 누설 스팀량은 증가한다. 그러나 일정 출구 압력 이하에서는 마지막 래버린스 스트립에서 유속이 마하 1에 가까워져 누설 유량이 더 이상 증가하지 않는 질석현상이 일어남을 보였다.
- (2) 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 수를 증가시키면 결국 실의 길이가 증가하게 되는 것으로 누설량은 감소하게 된다. TOR의 경우가 TOS의 경우보다 누설량이 약간 많음을 보였다.
- (3) 실의 출구 압력이 낮아질수록 강성계수( $K$ )는 음의 값으로 그 절대값이 커진 후 작아지는 경향을 보였고, 연성강성계수( $k$ )와 감쇠계수( $C$ )는 커짐을 나타내었다.  $K$ 와  $C$ 는 TOR의 경우가,  $k$ 는 TOS의 경우가 보다 큰 값을 보였다.
- (4) 오리피스를 형성하는 래버린스 스트립 수가 증가함에 따라서  $K$ 는 작아짐을,  $k$ 와  $C$ 는 커짐을 보였다.
- (5) 축의 회전수가 증가함에 따라서  $K$ 는 음의 값을 보이다가 일정 회전수 이상에서는 양의 값을 보이며 커지고,  $k$ 는 급격히 커지며,  $C$ 는 급격히 커진 후 일정 회전수 이상에서는 약간 작아지는 경향을 보였다.
- (6) 래버린스 스트립의 증가에 따라서 휘돌림 주파수 비는 커지나 1.0보다는 작은 값을 보였고, TOR 실이 TOS 실보다 더 안정적임을 나타내었다.



본 연구의 이론적 결과는 현재 진행 중인 실험 결과와의 비교를 통하여 검증과 개선이 이루어질 필요가 있으며, 스팀 터빈 실의 스팀 누설량 예측과 터빈 시스템의 진동특성 해석에 중요한 자료를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 전력산업연구개발사업의 지원으로 수행되었음을 밝히며, 지원에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Alford, J. S., 1965, "Protecting Turbo-machinery from Self-Excited Rotor Whirl," ASME Trans. Journal of Engineering for Power, October pp. 333~344.
- (2) Iwatsubo, T., 1980, "Evaluation of Instability Forces of Labyrinth Seals in Turbines or Compressors," NASA CP 2133 Proceedings of a workshop at Texas A&M University 12-14 May Entitled Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbo-machinery, pp. 139~167.
- (3) Jenny, R. J., Wyssmann, H. P., and Pham, T. C., 1984, "Prediction of Stiffness and Damping Coefficients for Centrifugal Compressor Labyrinth Seals," ASME 84-GT-86. Presented at the 29th International Gas Turbine Conference and Exhibit, Amsterdam, The Netherlands, June 4~7.
- (4) Childs, D. W., and Scharrer, J. K., 1986, "An Iwatsubo Based Solution for Labyrinth Seals: A Comparison to Experimental Results," ASME Trans. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April Vol. 108, pp. 325~331.
- (5) Scharrer, J. 1987, "A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Labyrinth Gas Seals," Ph. D. Dissertation, Texas A&M University.
- (6) 하태웅, 이안성, 1998, "압축기용 래버린스 실의 동특성 해석," 한국소음진동공학회지, 제8권, 제5호, pp. 849~855.
- (7) Scharrer, J. K., 1988, "Rotordynamic Coefficients for Stepped Labyrinth Gas Seals," ASME/ASLE Tribology Conference, Paper No. 88-Trib-42.
- (8) Ha, T. W., 2001, "Rotordynamic Analysis for Stepped-Labyrinth Gas Seal Using Moody's Friction-Factor Model," KSME International Journal, Vol. 15, No. 9, pp. 1079~1089.
- (9) 하태웅, 2002, "엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석," 윤활학회지, 제18권, 제1호, pp. 24~33.
- (10) Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C., 1994, Fundamentals of Classical Thermodynamics, Wiley.
- (11) Neumann, K. 1964, "Zur Frage der Verwendung von Durchblickdichtungen im Dampfturbinebau," Maschinentechnik, 13(4).
- (12) Vermes, G., 1961, "A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 83, No. 2, April pp. 161~169.
- (13) Gurevich, M. I., 1966, The Theory of Jets In an Ideal Fluid, Pergamon Press, London, England, pp. 319~323.
- (14) John, J. E. A., 1979, Gas Dynamics, Wylie.
- (15) 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, pp. 352~360.

Appendix 1

$$\begin{aligned}
 G_{1i} &= \frac{A_i}{ZRT}, \quad G_{2i} = \frac{A_i}{ZRT} \frac{V_{0i}}{R_m}, \quad G_{3i} = \frac{A_i}{ZRT} \frac{P_{0i}}{R_m} \\
 G_{4i} &= \frac{R_r}{R_m} \frac{m_i P_{0i}}{P_{0i}^2 - P_{0i+1}^2} + \frac{m_i P_{0i}}{P_{0i-1}^2 - P_{0i}^2} \\
 &\quad + \frac{m_i \mu_{1i+1}}{\pi} (5 - 4S_{1i+1}) \frac{\gamma - 1}{\gamma P_{0i+1}} \left( \frac{P_{0i}}{P_{0i+1}} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \\
 &\quad + \frac{m_i \mu_{1i+1}}{\pi} (5 - 4S_{1i}) \frac{\gamma - 1}{\gamma P_{0i+1}} (S_{1i+1})^{-\frac{1}{\gamma}} \\
 G_{5i} &= -\frac{R_r}{R_m} \left[ \frac{m_i \mu_{1i}}{\pi} (5 - 4S_{1i}) \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma P_{0i}} \right) \left( \frac{P_{0i-1}}{P_{0i}} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \right. \\
 &\quad \left. - \frac{m_i P_{0i-1}}{P_{0i-1}^2 - P_{0i}^2} \right] \\
 G_{6i} &= -\frac{R_r}{R_m} \left[ \frac{m_i \mu_{1i+1}}{\pi} (5 - 4S_{1i+1}) \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma P_{0i+1}} \right) \right. \\
 &\quad \left. \times (S_{1i+1} + 1) - \frac{m_i P_{0i+1}}{P_{0i}^2 - P_{0i+1}^2} \right] \\
 G_{7i} &= m_i \frac{R_r}{R_m} \left( \frac{Cr_i - Cr_{i+1}}{Cr_i Cr_{i+1}} \right) \\
 G_{8i} &= \frac{P_{0i}(L_l + L_s)}{ZRT}, \quad G_{9i} = \frac{P_{0i} V_{0i}(L_l + L_s)}{R_m ZRT} \\
 J_{1i} &= \frac{P_{0i} A_i}{ZRT}, \quad J_{2i} = \frac{1}{R_m} \frac{A_i}{ZRT} P_{0i} V_{0i}, \quad J_{3i} = \frac{A_i}{R_m} \\
 J_{4i} &= m_i \frac{R_r}{R_m} - \frac{1}{2ZRT} P_{0i} \frac{a_1}{3} \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i}} \\
 &\quad \times \left[ a_r \left( \frac{a_2 e}{Dh_{0i}} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i} ((R_r + D/2)\omega - V_{0i})} \right)^{-\frac{2}{3}} \right. \\
 &\quad \left. - \left[ a_r \left( \frac{a_2 e}{Dh_{0i}} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i} V_{0i}} \right)^{-\frac{2}{3}} \right] \right] \\
 &\quad + \frac{2\tau_{r0i} a_r}{((R_r + D/2)\omega - V_{0i}) R_m} + \frac{2\tau_{s0i} a_s}{V_{0i}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_{5i} &= -\left( \frac{R_r}{R_m} \right) m_i \\
 J_{6i} &= -\frac{\tau_{r0i} a_r}{P_{0i}} + \frac{\tau_{s0i} a_s}{P_{0i}} - \frac{m_i \frac{R_r}{R_m} P_{0i} (V_{0i} - V_{0i-1})}{P_{0i-1}^2 - P_{0i}^2} \\
 &\quad - \frac{V_{0i} - V_{0i-1}}{P_{0i}} \frac{\mu_{1i} m_i \frac{R_r}{R_m}}{\pi} (5 - 4S_{1i}) \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \\
 &\quad \times (S_{1i} + 1) \\
 J_{7i} &= m_i \frac{R_r}{R_m} (V_{0i} - V_{0i-1}) \left[ \frac{P_{0i-1}}{P_{0i-1}^2 - P_{0i}^2} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1}{P_{0i}} \frac{\mu_{1i}}{\pi} (5 - 4S_{1i}) \left( \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \left( \frac{P_{0i-1}}{P_{0i}} \right)^{-\frac{1}{\gamma}} \right] \\
 &\quad (V_{0i} - V_{0i-1}) \left( \frac{R_r}{R_m} \right) m_i \\
 J_{8i} &= \frac{Cr_i}{Cr_i} \\
 &\quad - \frac{a_r}{2} \frac{1}{ZRT \nu} P_{0i} ((R_r + D/2)\omega - V_{0i})^2 \frac{a_1}{3} \\
 &\quad \times \left( \frac{a_2 e}{Dh_{0i}} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i} ((R_r + D/2)\omega - V_{0i})} \right)^{-\frac{2}{3}} \\
 &\quad \times \left( \frac{a_2 e_r}{Dh_{0i}^2} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i}^2 ((R_r + D/2)\omega - V_{0i})} \right) Dh_{1i} \\
 &\quad + \frac{a_s}{2ZRT} P_{0i} V_{0i}^2 \frac{a_1}{3} \left( \frac{a_2 e}{Dh_{0i}} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i} V_{0i}} \right)^{-\frac{2}{3}} \\
 &\quad \times \left( \frac{a_2 e_s}{Dh_{0i}^2} + \frac{a_3 \nu}{Dh_{0i}^2 V_{0i}} \right) Dh_{1i} \\
 Dh_{0i} &= \frac{2(L_l + L_s)(B_s + C_{ri} + D)^2}{(PERC/2 + C_{ri})^2} \\
 Dh_{0i} &= \frac{2(L_l + L_s)(PERC/2 - B_{S-D})}{(PERC/2 + C_{ri})^2}
 \end{aligned}$$

여기서,  $a_1 = 1.375 \times 10^{-3}$ ,  $a_2 = 20000$ ,  $a_3 = 10^6$ .