

CFD를 사용한 복잡한 형상을 갖는 래버린스 실의 누설량 예측

하 태 웅[†]

경원대학교 건축설비·기계공학부

Prediction of Combination-Type-Staggered-Labyrinth Seal Leakage Using CFD

Tae-Woong Ha[†]

Dept. of Mechanical Engineering, Kyungwon University

Abstract – Leakage reduction through annular type labyrinth seals of steam turbine is necessary for enhancing their efficiency and the precise prediction method of seal leakage is needed. In this study, numerical analysis for leakage prediction of the combination-type-staggered-labyrinth seal has been carried out using FLUENT 6 which is commercial CFD (Computational Fluid Dynamics) code based on FVM (Finite Volume Method) and SIMPLE algorithm. The present CFD results are verified with the theoretical analysis based on Bulk-flow concept which has been mainly used in predicting seal leakage. Comparing with the result of Bulk-flow model analysis, the leakage result of CFD analysis shows good agreement within 7.1% error.

Key words – leakage, gas seal, combination-type-staggered-labyrinth seal, bulk-flow model, CFD, FLUENT.

1. 서 론

스팀터빈의 비접촉식 환상 밀봉장치로 널리 사용되고 있는 래버린스 실(labyrinth seal)은 증기의 교축작용(throttling process)을 이용하여 누설 유량을 감소시키는 것으로 날카로운 실 스트립(strip)을 회전 부(rotor) 또는 고정 부(stator)에 차례로 배열하여 누설 증기가 교축과 확대를 반복하는 과정에서 압력강하가 일어나 누설 유량을 저감시키게 된다. 실을 통한 누설 유량 저감은 스팀터빈의 효율 향상을 위해 매우 중요한 요소로 다양한 노력이 시도되고 있다. 우선 실 스트립의 끝단 틈새 깊이를 작게 설계하면 누설 유량을 저감시킬 수 있다. 그러나 고속 회전 시 진동에 의한 러빙(rubbing)의 발생 문제로 틈새 깊이를 최소화하는 데에는 한계가 있다. 실 스트립의 수를 증가시키면 누설 유량을 충분히 저감시킬 수 있으나 축과 케이싱이 걸리는 문제가

발생함으로 주어진 실 길이에 대하여 밀봉특성을 향상시키기 위한 다양한 형태의 래버린스 실이 적용되고 있다. Fig. 1에 나타난 것처럼 가장 단순한 형태인 관통 래버린스(see-through labyrinth)로부터 증기의 누설

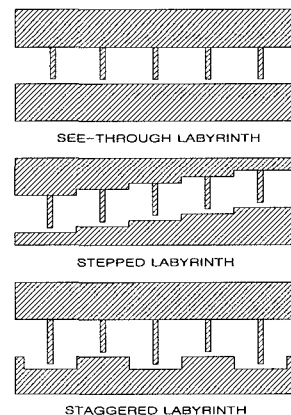


Fig. 1. Configuration of labyrinth seals.

[†]주저자·책임저자 : twha@kyungwon.ac.kr

유로를 보다 미로로 만든 계단식 래버린스(stepped labyrinth)와 짧은 실 스트립과 긴 실 스트립을 번갈아가며 배열하고 실 스트립 끝단 틈새 깊이는 일정하게 한 엇갈린 래버린스(staggered labyrinth)실이 있다. 하 [1]는 bulk-flow 모델에 기초한 이론적 해석에서 엇갈린 래버린스 실은 동일한 운전 조건에서 관통 래버린스 실보다 약 15% 누설 유량이 저감됨을 확인하였다. 누설 증기량을 더욱더 저감시키기 위한 방법으로 실을 통과하는 유체의 유로를 더욱 미로로 만들어 유동 저항을 증가시킬 필요가 있다. USC(ultra super critical) 스팀 터빈의 밀봉장치는 Fig. 1의 엇갈린 래버린스 실을 변형한 Fig. 2와 같은 조합형 엇갈린 래버린스 실(combination-type-staggered-labyrinth seal)이 사용되고 있는데 이 실도 긴 래버린스 스트립과 짧은 래버린스 스트립의 배열 방법과 로터 표면의 돌출부를 이루는 랜드(land)부의 길이(L_w)를 증가시켜 교축이 일어나는 오리피스 스트립 수를 증가시키는 등 다양한 형태로 설계가 가능하다. 이와 같이 래버린스 실의 형상이 복잡해짐으로 해서 누설 유량의 정확한 예측 기법의 개발이 누설 유량을 최소화할 수 있는 래버린스 실 형상 설계를 위하여 요구되고 있다. 압축성 유체를 사용하는 터보기계에서 주로 사용되는 다양한 형상의 래버린스 실의 누설 유량을 예측하기 위한 이론적 해석기술은 윤향 이론에 근거한 bulk-flow 개념을 사용한 해석방법과 수치해석 기법(CFD)을 사용한 실 틈새의 난류유동 해석방법이 있다. 전자의 방법은 비교적 간단하며 계산시간도 짧아 현장에서 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있고 실을 통한 유체 가진력을 나타내는 동특성계수들의 예측도 가능하여 이론적 해석의 주류를 이루고 있으나 실의 형상이 복잡해지면서 해석의 어려움이 있다. 후자의 방법은 해석의 어려움과 계산시간이 오래

걸리는 단점이 있어 일부 시도된 바 있었으나 요즘은 컴퓨터와 난류해석기법의 발달로 범용 소프트웨어가 개발되어 활용 가능성이 커지고 있으며 다양한 래버린스 실에 대한 실험결과가 부족한 현실을 고려할 때 이론적 해석 결과의 신뢰성 검증에도 효과적으로 사용될 수 있다.

본 연구에서는 USC 스팀 터빈의 밀봉장치로 사용되고 있는 조합형 엇갈린 래버린스 실(Fig. 2)의 누설 유량을 예측하기 위하여 범용 CFD 해석 소프트웨어인 FLUENT 6을 사용한 해석 방법을 제시하고 그 결과를 하 등[2]의 bulk-flow 모델에 기초한 이론적 해석 결과와 비교 및 분석을 함으로써 CFD 해석 소프트웨어의 활용 가능성과 개선된 실의 누설 유량 해석 방법을 검토하고자 한다.

2. 래버린스 실의 누설 유량 해석 기법

2-1. Bulk-flow 해석 모델

비점축식 압축성 실의 누설 유량을 예측하기 위해서는 로터(회전부)와 스테이터(비 회전부) 면으로 이루어지는 환상의 실 틈새 유동을 정확히 규명하여야 하는데 일반적으로 실의 틈새는 매우 작고 난류 유동이며 형상이 복잡하기 때문에 해석의 어려움이 있다. 지금까지 사용되어온 누설 유량을 예측하기 위한 주된 해석 방법은 윤향이론에 근거한 bulk-flow 해석 모델이다. 관통 래버린스 실의 유체력 해석을 위한 이론적 연구는 Alford[3]에 의해 처음 시도된 이후 많은 연구 결과[4-8]가 발표되었다. 특히, Iwatsubo[4]는 래버린스 공동(cavity)에 한 개의 제어체적을 설정한 one-control-volume model을 사용하여 간략화된 해석결과를 제시하였고, 최근 Scharrer[7]와 하 등[8]은 래버린스 실에서

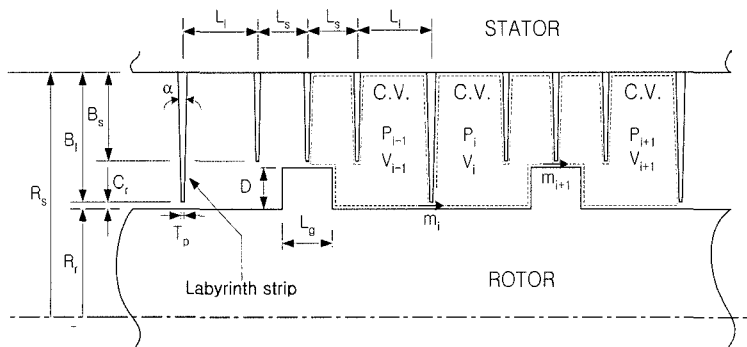


Fig. 2. A typical combination-type-staggered-labyrinth seal geometry and control volume.

유체의 흐름형상을 고려한 two-control-volume model 해석을 통하여 개선된 결과를 보여주었다. 계단식 래버린스 실에 대하여, Scharrer[9]는 Childs and Scharrer[6]의 관통 래버린스 실의 해석방법을 확장하여 Blasius 마찰계수 식을 사용한 해석결과를 발표하였으며, 최근 Ha[10]는 Moody 마찰계수 식을 사용한 개선된 해석결과를 제시하였다. 또한 하[1]는 엇갈린 래버린스 실의 누설량과 유체력을 나타내는 동특성계수들을 예측할 수 있는 해석 기법을 개발하고 그 결과를 발표하였다.

본 연구의 대상인 조합형 엇갈린 래버린스 실에 대하여도 하 등[2]은 Fig. 2에 나타난 것처럼 오리피스를 형성하는 2개의 래버린스 스트립과 부가된 짧은 스트립을 둘러싼 래버린스 공동을 하나의 제어체적으로 설정하는 one-control-volume model 해석법을 제시하였다. R_s , R_r , B_i , B_s , L_i , L_s , L_r , D , T_p , α , 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 유동율을 나타낸다. 각 변수의 아래첨자 i 는 i 번째 제어체적을 의미한다. 이웃하는 제어체적은 축대칭을 이루며 동일한 단면을 이루고 있다. 식(1)은 단위 원주방향 폭의 제어체적에 대한 연속방정식을 나타내고 있다.

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

여기서 ρ_i 는 밀도, A_i 는 제어체적의 원주방향 단면이고, R_m 은 $(R_r + R_s)/2$ 로 정의된다. 힘의 평형 조건으로부터 원주방향 운동량 방정식을 유도하면 식(2)와 같다.

$$\begin{aligned} & \rho_i A_i \frac{\partial}{\partial t}(V_i) + \frac{\rho_i V_i A_i}{R_m} \frac{\partial V_i}{\partial \theta} + \frac{R_r}{R_m} m_i (V_i - V_{i-1}) \\ & = -\frac{A_i}{R_m} \frac{\partial P_i}{\partial \theta} + a_i \tau_{r_i} - a_s \tau_{s_i} \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)에 포함된 a_r 와 a_s 은 고정부와 회전부의 전단응력이 작용되는 무차원화된 제어표면 길이이며 τ_{r_i} 와 τ_{s_i} 는 각각 고정부 표면의 원주방향 전단응력과 회전부 표면의 원주방향 전단응력을 나타내고 Moody의 마찰계수 식을 사용하여 정의하였다. 식(1-2)에 포함된 밀도는 압축계수(compressibility factor) Z 를 포함하는

실제 기체에 대한 상태방정식에 의해 식(3)과 같이 압력 항으로 표현될 수 있다. 여기서 R 은 기체상수, T 는 온도이다.

$$\rho_i = \frac{P_i}{ZRT} \quad (3)$$

누설 유량을 나타내는 질량유동율(m_i)은 Neumann [11]의 실험식에 의해 식(4)로 정의하였다. 이때 kinetic energy carryover factor[12](μ_{bi})는 실의 회전부 단높이(D)가 실간극(C_r)보다 훨씬 크기 때문에 1.0으로 정의되며, flow coefficient[13] (μ_{fi})은 식(5)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 γ 는 비열비이다.

$$m_i = \mu_{fi} \mu_{bi} H_i \sqrt{\frac{P_{i-1}^2 - P_i^2}{ZRT}} \quad (4)$$

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

$$s_i = \left(\frac{P_{i-1}}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \quad (5)$$

조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 유량을 구하기 위하여, 우선 식(4)와 식(1)을 사용하여 실의 입구압력과 출구압력 조건으로부터 각 챔버의 압력분포와 누설 유량을 반복(iteration) 방법에 의해 구한다. 또한 원주방향 운동량 방정식인 식(2)를 주어진 입구에서의 원주방향 유속조건으로부터 수치해석기법을 사용하여 해를 구하여 각 챔버의 원주방향 유속을 구한다. 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 누설 유량은 식(6)과 같이 Fliegner[14]의 식을 사용하여 구한다. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 유량 해석에 대한 자세한 설명은 하 등[2]의 논문에 나타나 있다.

$$m_{NC} = \frac{0.667 \mu_2 P_{NC} H_{NC}}{\sqrt{ZRT}} \quad (6)$$

2-2. CFD 해석법

Bulk-flow 해석법에서는 실의 틈새 방향으로 속도구배가 없는 평균 유속의 흐름을 가정하여 지배방정식을 단순화하였으나 실제 실 틈새 방향의 유동은 속도분포를 이루기 때문에 유동장을 정의하기 위해서는 Navier-

Stokes 방정식과 난류모델을 사용하여 유도된 완전한 지배방정식의 해를 구하여야 한다. 이렇게 유도된 지배방정식은 복잡하며 해를 구하기가 어렵기 때문에 CFD(Computational Fluid Dynamics)기법을 사용하는 데 Dietzen과 Nordmann[15]은 펌프용 평실 및 그루브 실에 대하여 $k-\epsilon$ 난류 모델과 FDM(Finite Difference Method) 기법을 사용한 해석법을 제시하였다. CFD를 사용한 실의 해석[16-17]은 해석의 어려움과 컴퓨터 성능의 한계 등으로 활발히 진행되지 못했으나 요즘에는 컴퓨터와 난류해석기법의 발달로 범용 소프트웨어가 개발되어 그 활용 가능성이 커지고 있다. 본 연구에서는 범용 전산 열·유체 해석용 프로그램인 FLUENT를 이용하여 조합형 엇갈린 래버린스 실에 대한 유동 해석을 통한 누설 유량 예측 결과를 제시하고자 한다.

FLUENT[18]는 비압축성·압축성, 2차원·3차원 유동의 수치해석을 위해 개발된 프로그램으로 전처리장치인 GAMBIT과 solver 및 후처리장치인 FLUENT로 구성되어 있다. FLUENT는 SIMPLE과 SIMPLER 알고리즘에 기초한 완전내연기법(fully implicit scheme)을 사용한 유한체적법(FVM: Finite Volume Method) 코드로 벡터량과 스칼라 양을 같은 위치에 저장하는 비교차격자계(non-staggered grid)를 사용한다. 난류모델은 $k-\epsilon$ 모델을 기본으로 사용하고 RSM(Reynolds Stress Model)과 RNG(Renormalization Group)모델 등을 선택적으로 사용할 수 있으며 대류항을 계산하기 위한 격자점간의 보간은 power-law법, 2차 상류차분법, 고차상류차분법인 QUICK법 등을 선택할 수 있다.

3. 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 유량 해석 결과

본 절에서는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설 유량을 bulk-flow 모델에 기초한 예측 결과와 Fluent를 사용한 CFD 해석 결과를 비교 분석하고자 한다. Fig. 2에 나타난 대상 실의 누설 유량을 해석하기 위한 형상 및 운전 조건이 Table 1에 제시되어 있다. 래버린스 스트립이 스테이터에 있는(teeth-on-stator) 경우로 작동유체는 압축성 유체인 공기를 사용하고 실 입구의 압력은 22.8 bar, 로터의 회전수는 3600 rpm이다. 긴 래버린스 스트립이 5개, 짧은 래버린스 스트립이 12개로 이루어져 있으며 오리피스를 이루는 스트립 수는 9개로 실의 총 길이는 63.6 mm, 실의 틈새 깊이는 1.016 mm이다. 유동장은 로터와 스테이터 면으로 둘러

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_l)	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 (α)	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	19.4-3 bar
Inlet swirl ratio ($V_m/(R_r \omega)$)	0.0
Rotor speed	3600 (RPM)
Reservoir temperature	742 (K)
Kinematic viscosity (air) (ν)	1.71×10^{-6} (m^2/s)
Gas constant (R)	287.06 ($J/(kg \cdot K)$)
Specific heat ratio (γ)	1.4
Compressibility factor (Z)	1.0

싸인 환상 틈새로 축대칭의 형상임으로 2차원(2D), 축대칭(axis symmetric)을 가정하고 조합형 실의 CFD 해석을 위해 틈새 깊이 및 길이 방향으로 0.05 mm의 정방형 격자(350,952개)를 GAMBIT을 사용하여 생성하였다. Fig. 3은 실 내부에 형성된 격자의 모습을 보여주고 있으며 오리피스를 이루는 래버린스 스트립의 틈새부에는 길이방향으로 20개의 격자가 형성되었다. FLUENT solver를 사용하여 이차원, 축대칭, 회전(swirl) 유동에 대한 압축성 유동해석을 하였으며, 로터의 회전에 따른 유동장의 회전유동을 이동좌표계(moving reference frame)를 사용하여 정의하였다. 난류모델은 $k-\epsilon$ RNG 모델을 사용하였으며 수렴관정을 위해서 잔류항의 총합이 10^{-5} 이하가 되도록 설정하였고, 누설유량을 모니터링 하여 수렴시점을 판정하였다. Bulk-flow 모델에 기초한 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량 예측은 식(1)-(6)에 기초한 하 등[2]의 one-control-volume 해석코드를 사용하였다.

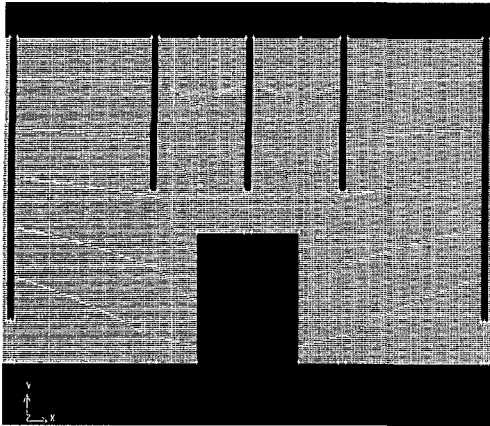


Fig. 3. Mesh generation for combination-type-staggered-labyrinth seal using GAMBIT.

CFD 해석은 Intel Pentium 4(2.6 GHz CPU, 1.6 GB RAM) 개인용 컴퓨터로 수행되었다. 실 출구압력(sump pressure)이 19.4 bar인 경우 수렴 시까지 실시간으로 약 10시간이 소요 되었으며 반복 계산 횟수로는 8000회 이상이 소요되었다. Fig. 4는 실의 위치에 따른 정압력 분포에 대하여 FLUENT의 해석 결과와 bulk-flow 모델 해석 결과를 비교하고 있다. 여기서 실 위치 0 m는 실 입구부를 나타낸다. CFD 해석은 실 내부 유동장에서의 압력 및 속도 분포에 대하여 실의 길이 방향으로 격자 크기인 0.05 mm 간격으로 63.6 mm까지 상세한 결과를 제공하기 때문에 Fig. 4에 선으로 상세한 압력분포가 나타나 있다. 그러나 bulk-flow모델의 해석은 Fig. 2에서 보인 것처럼 8개의 제어체적이 설정되어 각 제어체적당 평균압력이 계산됨으로 사각형 점으로 압력분포가 그려

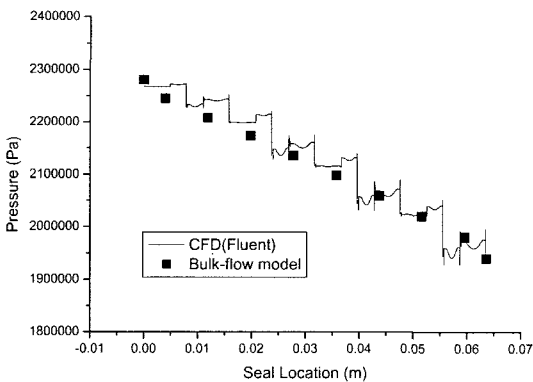


Fig. 4. Pressure distribution vs. seal location (reservoir pressure : 22.8 bar, sump pressure : 19.4 bar).

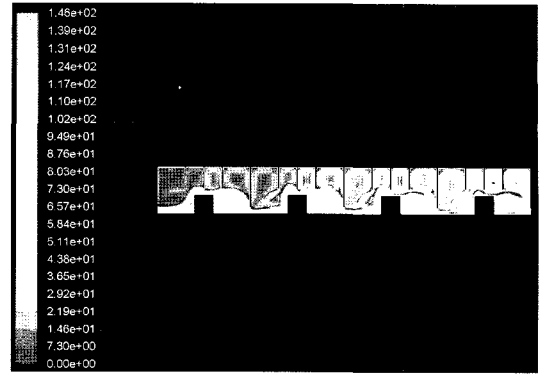


Fig. 5. Velocity contours of combination-type-staggered-labyrinth seal (m/s).

져 있다. CFD 해석 결과와 bulk-flow 모델의 해석 결과가 비교적 잘 일치함을 보이고 있으나, 실의 입구부 쪽 보다는 출구부 쪽에서 더욱 잘 일치함을 보였다.

Fig. 5는 조합형 엇갈린 래버린스 실의 FLUENT 해석을 통한 유동장의 유속 결과를 보여주고 있다. 실 입구압력(reservoir pressure)이 22.9 bar, 실의 출구압력이 19.4 bar인 경우의 속도 벡터를 나타내며 래버린스 공동(cavity)에 형성된 와류와 래버린스 스트립 끝단 틈새부에서의 흐름 상태를 잘 파악할 수 있다. 실의 하류로 갈수록 유동 저항에 의해 압력은 떨어지고 유속은 증가함을 알 수 있다. 특히 오리피스를 이루는 래버린스 스트립 틈새에서 주된 교축작용이 일어나 누설 유량의 감소를 유발함을 알 수 있어 향후 누설 유량 저감을 위해서는 동일한 실 길이 내에 보다 많은 오리피스를 이루는 래버린스 스트립을 갖는 형상이 바람직할 것으로 판단된다.

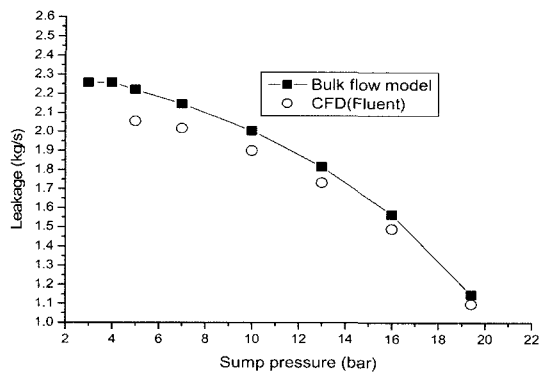


Fig. 6. Comparison of leakage prediction between bulk-flow model and CFD analysis.

Fig. 6은 조합형 엇갈린 래버린스 실에 대하여 실 입구 압력을 22.8 bar로 일정하게 유지시키며 실 출구의 압력을 3 bar에서 19.4 bar까지 변화 시켰을 때 누설 유량 예측 결과를 비교하고 있다. Bulk-flow 모델에 기초한 해석 결과는 출구압력이 감소함에 따라서 누설 유량이 증가함을 보였으며 출구압력이 약 4.2 bar 이하에서는 질식현상(choke)이 일어나 누설 유량이 더 이상 증가하지 않음을 보였다. 역시 FLUENT를 사용한 해석 결과도 출구압력이 감소함에 따라서 누설 유량이 증가함을 보였으나 질식현상이 일어나는 출구 압력 이하에서는 해를 구할 수 없었다. 전반적으로 CFD 해석 결과가 bulk-flow 모델 해석 결과보다 누설 유량을 작게 예측함을 보였으며, 그 차이는 출구압력이 작아질수록(압력차가 커질수록) 커져 최대 7.1%의 오차를 보여 비교적 잘 일치함을 나타내었다. 실제 스탬퍼빈의 조합형 엇갈린 래버린스 실에 걸리는 압력차가 질식현상이 일어나는 영역보다 훨씬 작은 압력차 범위에서 운전됨을 고려하면 CFD 해석 결과와 bulk-flow 모델 해석 결과는 5-6% 이내의 오차를 보일 것으로 판단된다.

Fig. 7은 로터의 회전속도에 따른 누설 유량의 해석 결과를 보이고 있다. 실 입구압력이 22.8 bar, 실 출구압력이 10 bar인 조건에서 로터의 회전 속도를 0 rpm에서 10,000 rpm까지 증가시킬 때 CFD 해석 결과는 약 3.6% 누설 유량이 감소함을 보이고 있다. 이는 로터의 회전에 의해 발달된 원주방향 유속이 누설 유량과 관계되는 축 방향 유속을 방해하여 누설 유량이 저감되는 것으로 이해된다. 그러나 bulk-flow 모델에 기초한 해석은 one-control-volume을 사용한 해석법으로

로터의 회전에 따른 누설 유량의 변화를 예측하지 못하는 단점이 있다. Fig. 7에 보인 것처럼 로터의 회전 속도가 3600 rpm에서는 bulk-flow 모델의 결과가 약 5.4% 크게 예측되며, 10,000 rpm에서는 약 8.8% 크게 예측됨을 알 수 있다.

CFD를 사용한 복잡한 형상의 래버린스 실의 누설 유량 해석법은 기존에 주로 사용되어온 bulk-flow 모델에 기초한 이론적 해석법과 비교해 볼 때 예측 유량이 비교적 잘 일치되고, 실 내부 유동장의 압력 및 유속에 대한 상세한 결과를 제공해 주며, 로터의 회전에 따른 유량의 변화도 예측할 수 있는 등 많은 장점이 있다. 그러나 실의 형상이 변할 때마다 격자를 다시 생성해야 되고, 큰 저장용량의 필요와 계산시간이 오래 걸리며, 로터의 회전속도가 클 경우나 실에 걸리는 압력차가 클 경우 수렴성이 나빠지거나 해를 구하기 어려워지는 단점이 있다. 본 연구의 결과로부터 복잡한 형상의 래버린스 실 누설 유량 예측에 상용 CFD 코드의 활용 가능성이 검토되었으며 향후 실의 설계에 중요한 요소인 실을 통한 유체 가진력을 나타내는 동특성 계수 예측에 관한 추가적인 연구가 필요할 것으로 사료된다.

4. 결 론

복잡한 형상의 압축성 래버린스 실의 누설 유량 예측을 위하여 상용 CFD 코드를 이용한 유동해석을 수행하였다. 이 해석 결과의 타당성을 검토하기 위하여 지금까지 주로 사용되어온 bulk-flow 모델에 기초한 해석법과 비교한 결과는 아래와 같다.

(1) CFD 해석의 결과는 bulk-flow 모델의 누설 유량 결과보다 최대 7.1% 이내로 작게 예측되어 비교적 잘 일치됨을 보였다.

(2) CFD 해석의 압력분포 결과는 bulk-flow 모델의 결과와 대체적으로 잘 일치함을 보였다.

(3) CFD 해석은 bulk-flow 모델 해석법과는 달리 로터의 회전속도에 따른 누설 유량의 변화를 잘 예측하여 0 rpm에서 10,000 rpm까지 회전수가 증가할 경우 약 3.3%의 누설 유량이 감소함을 보였다.

또한, CFD해석법은 실 내부 유동장의 압력 및 유속에 대한 상세한 결과를 제공해 줌으로써 유동 특성의 이해로부터 누설 유량을 최소화할 수 있는 형상의 연구에 상당한 기여를 할 것으로 판단된다. 그러나 실의 형상이 변할 때마다 격자를 다시 생성해야 되고, 큰

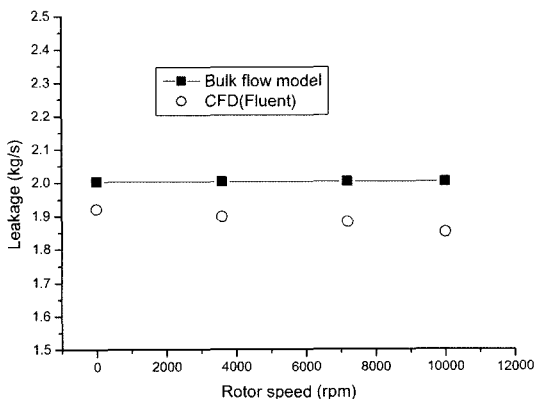


Fig. 7. Comparison of leakage vs. rotor speed between bulk-flow model and CFD analysis.

저장용량의 필요와 계산시간이 오래 걸리며, 로터의 회전속도가 클 경우나 실에 걸리는 압력차가 클 경우 수렴성이 나빠지거나 해를 구하기 어려워지는 단점도 보였다. 본 연구의 결과로부터 복잡한 형상의 래버린스 실 누설 유량 예측에 상용 CFD 코드의 활용 가능성이 검증되었다. 그러나 실의 설계에는 누설 유량 저감뿐만 아니라 실을 통한 회전체 진동 안정성의 향상 또한 중요한 요소임으로 CFD 해석을 통한 실의 회전체 동역학적 특성계수의 예측이 요구되고 있어 향후 동특성 계수 예측에 관한 추가적인 연구가 필요할 것으로 사료된다.

참고 문헌

1. 하태웅, "엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석," *윤활학회지*, 제18권, 제1호, pp. 24-33, 2002.
2. 하태웅, 이용복, 김승중, 김창호, "스텝 터빈용 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석," *유체기계저널*, 제7권, 제6호, pp. 45-54, 2002.
3. Alford, J. S., "Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl," *ASME Trans. Journal of Engineering for Power*, October, pp. 333-344, 1965.
4. Iwatsubo, T., "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 Turbomachinery*, pp. 139-167, 1980.
5. Jenny, R. J., Wyssmann, H. P. and Pham, T. C., "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, 1984.
6. Childs, D. W. and Scharrer, J. K., "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, 1986.
7. Scharrer, J., "A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Labyrinth Gas Seals," *Ph. D. Dissertation*, Texas A&M University, 1987.
8. 하태웅, 이안성, "압축기용 래버린스 실의 동특성 해석," *한국소음진동공학회지*, 제8권, 제5호, pp. 849-855, 1998.
9. Scharrer, J. K., "Rotordynamic Coefficients for Stepped Labyrinth Gas Seals," *ASME/ASLE Tribology Conference*, Paper No. 88-Trib-42, 1988.
10. Ha, T. W., "Rotordynamic Analysis for Stepped-Labyrinth Gas Seal Using Moody's Friction-Factor Model," *KSME International Journal*, Vol. 15, No. 9, pp. 1079-1089, 2001.
11. Neumann, K., "Zur Frage der Verwendung von Durchblickdichtungen im Dampfturbinebau," *Maschinen-technik*, Vol. 13, No. 4, 1964.
12. Vermes, G., "A Fluid Mechanics Approach to the Labyrinth Seal Leakage Problem," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 83, No. 2, April, pp. 161-169, 1961.
13. Gurevich, M. I., "The Theory of Jets In an Ideal Fluid," Pergamon Press, London, England, pp. 319-323, 1966.
14. John, J. E. A., "Gas Dynamics," Wylie, 1979.
15. Dietzen, F. J. and Nordmann, R., "Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite-Difference Techniques," the 4th Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, pp. 77-98, 1986.
16. Park, S. Y. and Rhode, D., "CFD Solution Allowing Modeling Improvement to the Bulk Flow Rotordynamic Code of Dr. Childs for Grooved Seals," Texas A&M University, TRC-SEAL-6-98, 1998.
17. Moore, J., Palazzolo, A. and Na U. J., "CFD Modeling for Dynamic Coefficients of Labyrinth Seals and Impeller Leakage Paths," Texas A&M University, TRC-SEAL-2-98, 1998.
18. Fluent User's Guide Ver. 6.2.