

CFD를 사용한 터보기계 비접촉식 실의 누설량 예측

하태웅*

Prediction of Non-Contact-Type Seal Leakage Using CFD

Tae Woong Ha*

Key Words: Leakage(누설량), Plain seal(평실), Grooved seal(홈실), See-through-type labyrinth seal(관통 래버린스실), Staggered labyrinth seal(엇갈린 래버린스실), Bulk-flow model(벌크흐름 모델), CFD(전산유체역학), FLUENT

ABSTRACT

Leakage reduction through annular type seals of turbomachinery is necessary for enhancing their efficiency and the precise prediction method of seal leakage is needed. The analysis based on Bulk-flow concept has been mainly used in predicting seal leakage. However, full Navier-Stokes Equations with turbulent model derived in the seal flow passage have to be solved for improving the prediction of seal leakage. FLUENT 6 which is commercial CFD(Computational Fluid Dynamics) code based on FVM(Finite Volume Method) and SIMPLE algorithm has been used to analyze leakage of various non-contact-type seals in this presentation. Comparing with the results of Bulk-flow model analysis and experiment, the result of CFD analysis shows good agreement with that of existing theoretical analysis for the incompressible grooved seal and compressive plain and staggered seal. The CFD analysis also shows improvement on the leakage prediction of the incompressible plain seal and compressive see-through-type labyrinth seal.

1. 서론

터보기계의 비접촉식 실(seal)은 임펠러의 회전으로 압력이 상승된 작동유체의 역류나 누설을 제한하는 기계요소이다. 오늘날의 터보기계들은 고 출력화, 소형화, 및 고 효율화를 추구함으로써 축의 회전속도는 빨라지고 실의 틈새 간격은 작아지며 실의 형상이 복잡해지는 경향으로 실을 통한 누설 유량 및 회전체 진동 특성의 정확한 예측은 터보기계의 효율 및 진동 안정성 향상을 위한 설계에 중요한 요소로 여겨지고 있다.

본 연구에서는 터보기계의 효율과 관련이 되는 실을 통한 누설 유량만을 다루고자 한다. 터보기계에서

효율을 향상시키기 위하여 누설 유량을 최소화할 필요가 있다. 따라서 실의 틈새 간격을 최소화 하고 인위적으로 실 표면에 여러 모양의 요철을 형성시키거나 실 틈새를 미로로 만들어 흐름에 저항을 증가시키는 등 다양한 설계가 적용되고 있다. 작동유체로 물 또는 연료와 같이 비압축성 유체를 사용하는 터보 펌프에서는 평 실(plain seal), 그루브 실(grooved seal), 플로팅 링 실(floating ring seal) 등이 주로 적용되고 있으며, 공기 또는 가스와 같이 압축성 유체를 사용하는 압축기, 터빈 등에서는 다양한 형상의 래버린스 실(labyrinth seal)이 주로 사용되고 있다. 이 실들을 통한 누설 유량의 이론적 해석기술은 윤활 이론에 근거한 bulk-flow 개념을 사용한 해석방법과 수치해석기법(CFD)을 사용한 실 틈새의 난류유동

* 경원대학교 건축설비기계공학부
책임저자 E-mail : twha@mail.kyungwon.ac.kr

해석방법이 있다. 전자의 방법은 비교적 간단하며 계산시간도 짧은 현장에서 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있어 이론적 해석의 주류를 이루고 있으며, 후자의 방법은 해석의 어려움과 계산시간이 오래 걸리는 단점이 있어 일부 시도된 바 있었으나 요즘은 컴퓨터와 난류해석기법의 발달로 범용 소프트웨어가 개발되어 활용 가능성이 커지고 있다.

본 연구에서는 터보기계에 사용되고 있는 다양한 비접촉식 실의 누설 유량을 예측하기 위하여 범용 CFD 해석 소프트웨어인 FLUENT 6을 사용한 해석 방법을 제시하고 그 결과를 기존의 이론적 해석 및 실험 결과와 비교 및 분석을 함으로써 CFD 해석 소프트웨어의 활용 가능성과 개선된 실의 누설 유량 해석 방법을 검토하고자 한다.

2. 실의 누설 유량 해석 기법

2.1. Bulk-flow 해석 모델

비접촉식 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 윤환이론에 근거한 bulk-flow 해석 모델이다. Black⁽¹⁾이 “short bearing” 가정과 원주방향 유속이 “fully-turbulent Couette flow”에 기인한다는 가정으로 펌프용 평실에 대한 해석법을 제시한 이후 Childs⁽²⁾는 Hirs⁽³⁾의 “bulk-flow 난류 모델”에 기초하고 실 입구부의 회전 유동의 영향과 유체 관성을 고려한 개선된 해석법을 발표하였다. Bulk-flow 해석법은 이후 다양한 형상의 실 해석에 적용되어 그루브 (grooved) 실^{(4)~(6)} 및 래버린스 실^{(7)~(12)}의 해석법이 많은 연구자들에 의해 발표되었다.

식 (1)~(4)는 압축성 유체를 작동유체로 사용하는 실의 누설 유량 예측을 위한 bulk-flow 해석 모델의 지배방정식인 연속방정식, 축방향 운동량 방정식, 원주방향 운동량 방정식, 에너지 방정식을 각각 보여주고 있다. 여기서 z 와 θ 는 축방향과 원주방향 좌표계를 나타내며, P 는 압력, U 는 bulk-flow 속도, H 는 실 틈새 깊이, R 은 로터의 반경, ρ 는 밀도, ω 는 로터의 회전속도, f_s 와 f_r 은 스테이터와 로터 표면의

마찰계수를 나타낸다. 또한 U_s 와 U_r 은 bulk-flow 상대속도로 식 (5)로 정의되며, e 는 단위 질량당의 내부 에너지 (식 (6))로 C_v 와 T 는 정적비열과 온도를 각각 나타낸다. 이 해석법에서는 단지 로터와 스테이터 표면에서의 유체점성에 의한 전단응력만을 고려하므로 표면 마찰계수 (f_s, f_r)의 정의가 해석 결과에 중요한 영향을 주게 되며, Moody 또는 Blasius의 마찰계수 식이 보편적으로 사용되고 있다.

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

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

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

$$\rho H \frac{De}{Dt} + \frac{\partial(PU_z H)}{\partial z} + \frac{1}{R} \frac{\partial(PU_\theta H)}{\partial \theta} = \frac{\rho f_r R \omega (R \omega - U_\theta)}{2} \quad (4)$$

$$U_s = (U_z^2 + U_\theta^2)^{1/2} \quad (5)$$

$$U_r = (U_z^2 + (U_\theta - R \omega)^2)^{1/2}$$

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

식 (1)~(6)은 해석 대상 실의 형상에 따라 틈새 내에 설정된 제어체적들에 적용되고, 이 미분방정식들은 실 입구와 출구의 조건을 경계조건으로 하여 수치적분법을 사용하여 해를 얻게 되며 축방향 유속 (U_z)과 실 틈새 단면적으로부터 실을 통한 누설 유량을 예측하게 된다. 비압축성 유체를 작동 유체로 사용하는 실의 경우에는 에너지 방정식 (식 (4))이 불필요하며, 밀도를 상수로 가정하여 보다 단순화된 지배방정식이 된다.

2.2. CFD 해석법

Bulk-flow 해석법에서는 실의 틈새 방향으로 속

도구배가 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 구하여야한다. 이렇게 유도된 지배방정식은 복잡하며 해를 구하기가 어렵기 때문에 CFD (Computational Fluid Dynamics) 기법을 사용하는데 Dietzen과 Nordmann⁽¹³⁾은 펌프용 평 실 및 그루브 실에 대하여 k-ε 난류 모델과 FDM (Finite Difference Method) 기법을 사용한 해석법을 제시하였다. CFD를 사용한 실의 해석^{(14),(15)}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 다양한 실에 대한 유동 해석을 통한 누설 유량 예측 결과를 제시하고자 한다.

FLUENT⁽¹⁶⁾는 비압축성·압축성, 2차원·3차원 유동의 수치해석을 위해 개발된 프로그램으로 전처리장치인 GAMBIT과 solver 및 후처리장치인 FLUENT로 구성되어 있다. FLUENT는 SIMPLE와 SIMPLC 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-ε 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.

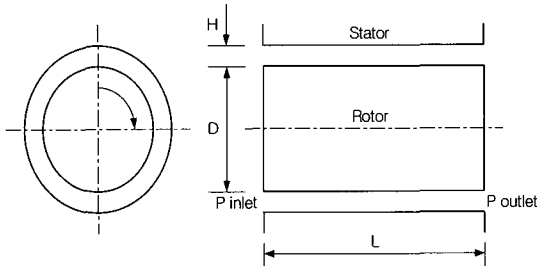


Fig. 1 Plain seal geometry

3. 실의 누설 유량 해석 적용 사례

3.1. 비압축성 실

3.1.1. 평 실

비압축성 평 실은 펌프의 마모 실 (wear-ring seal), balance piston, 및 interstage 실 등에 사용되는 가장 단순한 형태의 실 (Fig. 1)로 로터와 스테이터의 표면은 매끈하다. Table 1은 적용 대상 평실의 형상 및 운전조건을 나타내고 있다. 유동장은 로터와 스테이터 면으로 둘러싸인 환상 틈새로 축대칭의 형상임으로 2차원 (2D) 축대칭 (axis symmetric)을 가정하고 GAMBIT을 사용하여 틈새방향 (H)으로 20개, 길이방향 (L)으로 3182개의 사각형 격자를 생성하였다. FLUENT solver를 사용하여 2D, axis-symmetric, swirl 유동에 대한 비압축성 유동해석을 하였다. 난류모델은 k-ε RNG 모델을 사용하였으며 수렴판정은 잔류항의 총합이 10^{-5} 이하가 되는 시점으로 하였다. 평실에 대한 Bulk flow 모델을 사용한 해석법은 여러 연구자^{(1),(2),(17)}에 의해 발표되었다. 본 연구에서는 로터의 편심율에 따른 해석법을 제시하고 실의 누설 유량 해석 결과를 San Andres의 2차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식을 사용한 해석 결과와 Marquette 등의 실험 결과와 비교한 하⁽¹⁷⁾의 적용 사례에 대한 FLUENT 해석결과를 비교하고자 한다.

Table 1 Geometry and operating conditions for the plain annular pump seal

<u>Seal geometry</u>	
Seal diameter	76.29 (mm)
Seal length	34.93 (mm)
Seal clearance	0.11 (mm)
Surface relative roughness	0.001
<u>Operating condition</u>	
Pressure difference	6.89 MPa
Rotor speed	10200 rpm
Eccentricity ratio	0.0
Inlet swirl ratio($V_{in}/(R_s \omega)$)	0.0
Inlet loss coefficient	0.1
Kinematic viscosity(ν)	1.14×10^{-6} (m ² /s)

Table 2 Comparison of plain seal leakage

Method of Analysis	Leakage(kg/s)
FLUENT(Theory)	1.056
San Andres(Theory)	1.118
Ha(Theory)	1.164
Marquette(Experiment)	1.09

Table 2는 Table 1에 나타난 평실의 운전 조건에 따른 누설 유량의 해석 결과와 실험 결과를 보여주고 있다. FLUENT 해석 결과는 누설 유량이 1.056 kg/s로 San Andres의 해석결과 (1.118 kg/s), bulk-flow 모델에 기초한 하⁽¹⁷⁾의 해석결과 (1.164 kg/s), 및 Marquette의 실험 결과 (1.09 kg/s) 보다 조금 작게 예측 되었으나 실험 결과에 가장 근접한 우수한 결과 (3% 이내)를 보여 단순화를 위한 가정을 하지 않고 완전한 지배방정식의 해를 구하는 FLUENT 해석법의 실 해석 우수성을 보여주고 있다.

3.1.2. 그루브 (grooved) 실

평실보다 누설 유량 저감을 위하여 로터나 스테이터 면에 홈을 새긴 그루브 (grooved) 실이 펌프용 비접촉 실에 널리 사용되고 있다. Fig. 2는 스테이터에 그루브가 새겨진 실 형상을 나타내고 있으며, Table 3은 대상 그루브 실의 형상 및 운전조건을 나타내고 있다. Fig. 3은 FLUENT 해석을 위해

Table 3 Geometry and operating conditions of grooved seal

Pressure difference ($P_R - P_S$)	5.88 (Bar)
Groove length(L_g)	1.6 (mm)
Groove depth(B)	1.2 (mm)
Land part length(L_l)	1.6 (mm)
First land part length	2.4 (mm)
Last land part length	2.4 (mm)
Groove seal total length	6.4-35.2 (mm)
Number of groove	1-10
Clearance of groove seal(C_r)	0.175 (mm)
Radius of groove seal(R)	35.2 (mm)
Rotor speed	500 (RPM)
Density	998.2 (Kg/m^3)
Absolute viscosity	0.001 (N-s/m^2)

GAMBIT을 사용한 격자 생성 모습을 보여주고 있는데, 그루브 안에는 깊이와 축방향으로 각각 80개 및 100개의 격자를 생성하였고, land 부 및 그루브 상부와 로터 사이에는 깊이 및 축방향으로 각각 20개 및 100개의 격자를 생성하였다. FLUENT solver를 사용하여 2D, axis-symmetric, swirl 유동에 대한 비압축성 유동해석을 하였다. 난류모델은 $k-\epsilon$ RNG 모델을 사용하였으며 수렴판정은 잔류항의 총합이 10^{-5} 이하가 되는 시점으로 하였다. Bulk-flow 모델에 기초한 펌프용 그루브 실의 해석 기법은 여러 연구자⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾에 의해 발표되었다. 본 연구에서는 “three-control-volume 해석” (Fig. 2 참조)에 기초하고 표면 마찰계수로 Blasius의 마찰계수 식을 사용한 하 등⁽⁶⁾의 결과를 FLUENT 해석 결과와 비교 검토하기로 한다.

Fig. 4는 FLUENT 해석 결과로 유동장의 속도

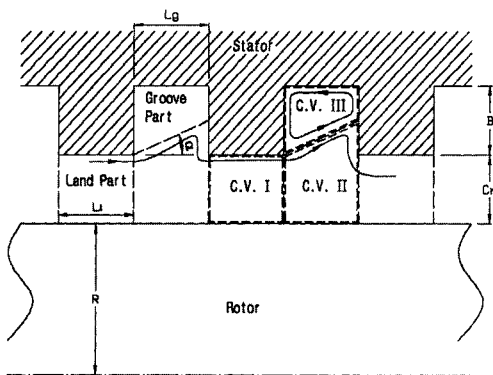


Fig. 2 Geometry of grooved seal

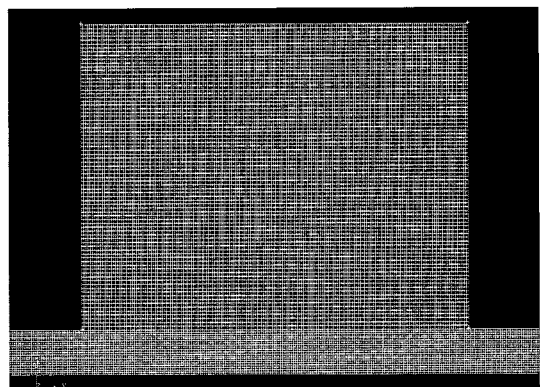


Fig. 3 Mesh generation for grooved seal using GAMBIT

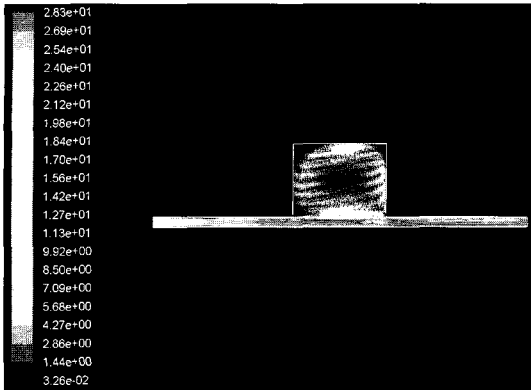


Fig. 4 Velocity vectors in grooved seal(m/s)

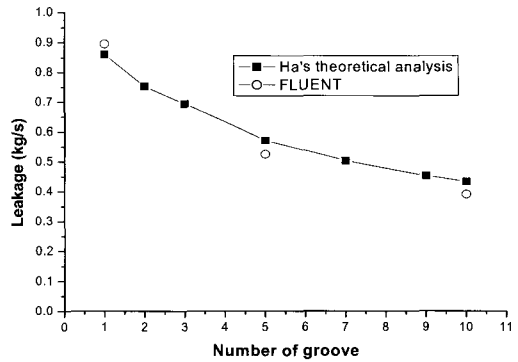


Fig. 5 Comparison of grooved seal leakage

벡터를 나타내고 있는데 그루브 내에서의 와류 현상과 land 부를 통과한 유체가 그루브 내로 일정한 각(a)으로 파고드는 현상 등은 하 등⁽⁶⁾이 그루브 실의 해석을 위해 three-control-volume을 설정한 해석의 타당성을 뒷받침해 주고 있다. Fig. 5는 그루브 수가 1개에서 10개까지 증가됨에 따른 누설 유량의 감소에 대하여 FLUENT 해석 결과를 하 등⁽⁶⁾의 해석 결과와 비교하고 있다. 그루브가 1개인 경우에는 FLUENT 해석 결과가 하 등의 해석 결과보다 큰 값으로 예측함을 보였고 그루브 수가 5개 및 10개인 경우에는 작은 값으로 예측됨을 보였다. FLUENT 해석과 하 등의 해석 결과는 약 10% 이내의 차이를 보여 비교적 잘 일치함을 보였다.

수행하고 하⁽¹¹⁾의 이론적 해석 결과와 비교하기로 한다. Table 4는 이 실들에 공통적으로 적용된 운전 조건과 실의 형상 조건을 제시하고 있다. 세 실의 틈새 깊이와 로터의 반경은 각각 0.127 mm 및 72.3 mm로 동일하며 관통 래버린스 실과 엇갈린 래버린스 실의 이 간격 (tooth pitch)은 2.17 mm로 서로 같다.

평실의 CFD 해석을 위해 틈새 깊이 및 길이 방향으로 40개 및 1370개의 사각형 격자를 GAMBIT을 사용하여 생성하였다. 또한 관통 래버린스 및 엇갈린 래버린스 실의 해석을 위해서는 틈새 깊이 및 길이 방향으로 0.015 mm의 정방형 격자를 사용하였다. FLUENT solver를 사용하여 2D, axis-symmetric, swirl 유동에 대한 압축성 유동해석을

3.2. 압축성 실

압축성 실은 작동유체가 압축성 유체인 공기 또는 가스로 압축기나 터빈에 적용되는 비접촉식 실이다. Fig. 6에 나타낸 것처럼 가장 단순한 형태인 평 실 (plain seal)과 다양한 형태의 래버린스 실 (관통 (see-through) 및 엇갈린 (staggered) 래버린스 실)이 적용되고 있다. 본 연구에서는 Fig. 6에 나타

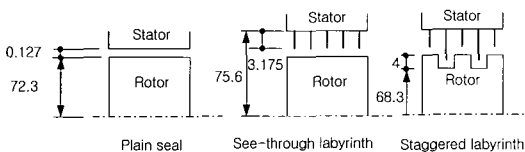


Fig. 6 Geometry of compressive seal

Table 4 Geometry and operating conditions of compressive seal

labyrinth seal geometry	
Radius of seal stator(R_s)	75.6 (mm)
Radius of seal rotor(R_r)	68.3 (mm)
Tooth height(short one) (B_s)	3.175 (mm)
Tooth pitch(L)	2.175(mm)
Step height(D)	4.0(mm)
Tooth tip width(t_p)	0.152(mm)
Clearance of seal(C_r)	0.127(mm)
Number of labyrinth teeth(NT)	5
Operating condition	
Reservoir pressure	7.09 - 3.04 bar
Sump pressure	1.014 bar
Inlet swirl ratio($V_{in}/(R_s \omega)$)	0.0
Rotor speed	20,000 (RPM)
Temperature	300 (K)
Kinematic viscosity (air) (ν)	0.0000023 (m^2/s)

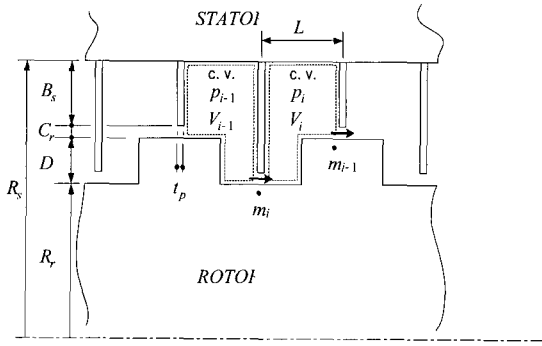


Fig. 7 A typical staggered labyrinth seal geometry and control volume

하였다. 난류모델은 $k-\epsilon$ RNG 모델을 사용하였으며 수렴판정은 잔류항의 총합이 10^{-5} 이하가 되는 시점으로 하였다. Bulk-flow 모델에 기초한 평실의 누설량 예측은 식 (1)~(6)에 기초한 하 등⁽¹⁸⁾의 허니콤 실 해석코드를 사용하였으며, 관통 래버린스 실의 누설량 예측은 하 등⁽⁸⁾의 two-control-volume model 해석 결과를 사용하였다. 엇갈린 래버린스 실의 누설량 예측은 Fig. 7에 나타난 것과 같은 one-control-volume 해석 모델인 하⁽¹¹⁾의 해석코드를 사용하였다.

Figures 8과 9는 관통 래버린스 실과 엇갈린 래버린스 실의 FLUENT 해석을 통한 유동장 결과를 보여주고 있다. 실 입구압력 (reservoir pressure) 이 7.09 bar, 실의 출구압력 (sump pressure)이 1.014 bar인 경우의 속도 벡터를 나타내며 래버린스 공동 (cavity)에 형성된 와류와 래버린스 이 끝단 틈새부에서의 흐름 상태를 잘 파악할 수 있는데, 엇갈린 래버린스 실에서의 흐름이 관통 래버린스 실에서 보다

더 미로를 형성하여 유속 손실이 커져 누설량이 감소됨을 알 수 있다.

Figure 10은 평실, 관통 래버린스 실 및 엇갈린 래버린스 실에 대하여 실 출구 압력을 1.014 bar로 일정하게 유지시키며 실 입구의 압력을 3.04 bar에서 7.09 bar까지 변화 시켰을 때 누설 유량 예측 결과를 비교하고 있다. Bulk-flow 모델에 기초한 해석 결과와 FLUENT를 사용한 해석 결과는 입구압력이 증가함에 따라서 누설량이 증가함을 보였으며 누설 유로가 가장 복잡한 엇갈린 래버린스 실의 경우가 가장 작은 누설량을 나타내었다. 일반적으로 CFD 해석 결과가 bulk-flow 모델 해석 결과보다 누설량을 크게 예측함을 보였으며, 평실의 경우 입구 압력이 증가함에 따라서 그 차이는 커지는 경향을 나타내어 약 10% 이내의 오차를 보였다. 관통 래버린스 실의 경우에는 비교적 큰 차이를 보여 CFD 해석 결과가 약 30% 이내로 크게 예측함을 보이고 있다. 그러나 Scharrer⁽¹⁹⁾는 관통 래버린스 실에 대한 실험 결과와의 비교에서 bulk-flow 모델에 기초한 해석 결과가 실험 결과 보다 약 25% 작게 예측되었다고 발표하고 있어 CFD 예측 결과가 실험 결과에 근접하고 있음을 추정할 수 있다. 엇갈린 래버린스 실의 경우에는 CFD 해석 결과와 bulk-flow 모델 해석 결과가 잘 일치함을 보이고 있다.

4. 결론

터보기계의 비접촉식 실을 통한 누설 유량 저감은 터보기계의 효율 향상을 위한 중요한 설계 요소로 정확한 누설 유량의 예측 기술이 필수적이다. 지금까지

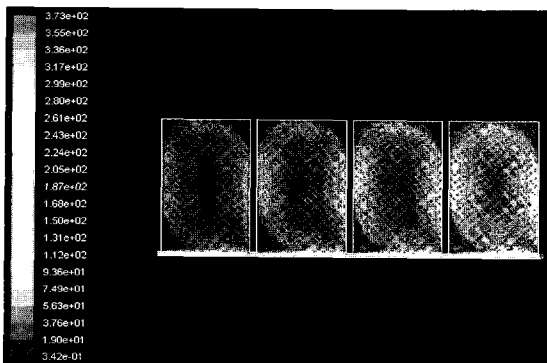


Fig. 8 Velocity vector of see-through labyrinth seal(m/s)

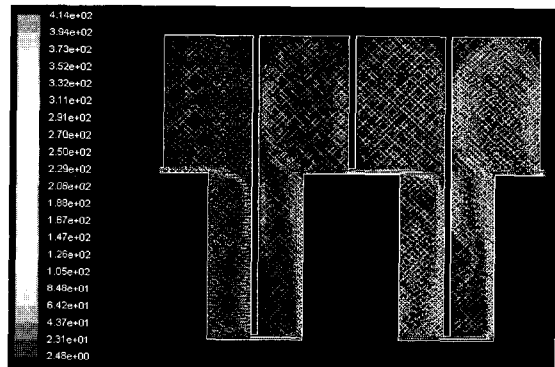


Fig. 9 Velocity vector of staggered labyrinth seal(m/s)

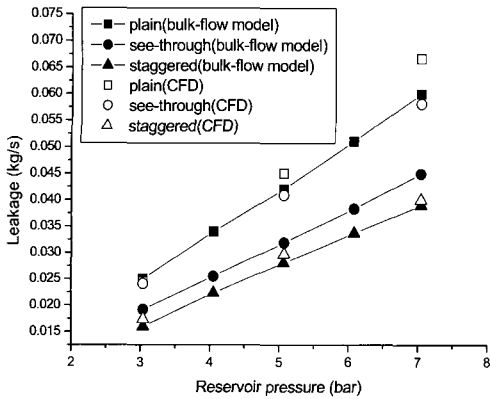


Fig. 10 Comparison of leakage prediction between bulk-flow model and CFD analysis

주된 이론적 해석 기술은 bulk-flow 가정으로 Navier-Stokes 방정식을 단순화하여 해석하는 것으로 비교적 해를 얻기 쉽고 계산시간이 짧은 장점이 있었다. 그러나 비접촉식 실의 형상이 복잡해지면 bulk-flow에 기초한 해석법에도 어려움이 있고 그 해석 결과의 신뢰성도 향상시킬 필요가 있어 단순화 가정을 하지 않고 완전한 Navier-Stokes 방정식의 해를 구하는 CFD 해석법의 적용이 요구된다. 본 연구에서는 범용 해석 소프트웨어인 FLUENT 6을 사용하여 비압축성 실 및 압축성 실에 대한 누설 유량 해석 방법을 제시하였고, 그 결과를 기존의 이론적 해석 및 실험 결과와 비교 및 분석한 결과 CFD 해석 소프트웨어의 활용 가능성을 검증하였으며 요약 을 하면 다음과 같다.

- (1) 비압축성 평실에 대하여 CFD 해석 결과는 기존의 이론적 해석 결과보다 약간 작게 예측되었으며 실험 결과와는 약 3% 이내의 오차를 보였다.
- (2) 비 압축성 그루브 실에 대하여 CFD 해석 결과는 기존의 bulk-flow 모델 해석 결과 보다 그루브 수가 증가함에 따라서 작게 예측되는 경향을 보였으며, 10% 이내의 오차로 비교적 잘 일치함을 보였다.
- (3) 압축성 평실에 대하여 CFD 해석 결과는 기존의 bulk-flow 모델 해석 결과 보다 약간 크게 예측되는 경향을 보였으며, 10% 이내의 오차를 보였다.
- (4) 압축성 관통 래버린스 실에 대하여 CFD 해석 결과는 기존의 bulk-flow 모델 해석 결과 보다

약 30% 이내로 크게 예측됨을 보였으나 bulk-flow 모델에 기초한 해석 결과가 실험 결과 보다 약 25% 작게 예측된다는 발표로부터 CFD 예측 결과가 실험 결과에 근접하고 있음을 추정할 수 있다.

- (5) 압축성 엇갈린 래버린스 실에 대하여 CFD 해석 결과는 기존의 bulk-flow 모델 해석 결과 보다 약간 크게 예측되는 경향을 보였으며, 약 5% 이내의 오차를 보여 잘 일치함을 보였다.

CFD 해석은 실 형상이 복잡할 경우 큰 저장용량과 계산시간이 많이 소요되는 단점이 있으나 오늘날 컴퓨터의 발달과 CFD 해석 기술의 발달로 실의 누설 유량 예측에 활용 가능성이 큼을 본 연구를 통하여 입증하였다. 또한, CFD 해석 결과로부터 복잡한 형상의 실 내부 유동장을 잘 파악할 수 있어 bulk-flow 모델 해석에도 유용한 정보를 제공할 수 있다. 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 현재 연구가 진행되고 있다.

참고문헌

- (1) Black, H. F., 1969, "Effect of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors," *Journal of Engineering Science*, Vol II, pp. 206~213.
- (2) Childs, D., 1983, "Dynamic Analysis of Turbulent Annular Seals Based on Hirs' Lubrication Equation," *Journal of Lubrication Technology*, Vol 105, pp. 437~444.
- (3) Hirs, G. G., 1973, "A Bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricating Films," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 105, pp. 137~146.
- (4) Iwatsubo, T., and Sheng, B., 1990, "Evaluation of Dynamic Characteristics of Parallel Grooved Seals by Theory and Experiment," in *Proceedings of the Third IFTOMM International Conference*

- on Rotordynamics, Lyon, France, pp. 313~318.
- (5) Kim, C. H., and Childs, D. W., 1987, "Analysis for Rotordynamic Coefficients of Helically-Grooved Turbulent Annular Seals", ASME Journal of Tribology, Vol. 109(1), pp. 136~143.
- (6) Ha, T. W. and Lee, A. S., 2000, "A Rotordynamic Analysis of Circumferentially-Grooved Pump Seals Based on a Three-Control-Volume Theory", KSME International Journal, Vol. 14, No. 3, pp. 261~271.
- (7) 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.
- (8) 하태웅, 이안성, 1998, "압축기용 라비린스 실의 동특성 해석", 한국소음진동공학회지 제8권 제5호, pp. 849~855.
- (9) Ha, T. W., "Rotordynamic Analysis for Stepped-Labyrinth Gas Seals Using Moody's Friction-Factor Model", KSME International Journal, Vol. 15, No. 9, pp. 1217~1225, 2001.
- (10) 하태웅, 이안성, 2000, "압축기용 계단식 래버린스 실의 누설 및 동특성해석", 한국소음진동공학회 10주년 학술대회 논문집, pp. 1084~1089.
- (11) 하태웅, 2002, "엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석", 윤활학회지, Vol. 18, No. 1, pp. 24~33.
- (12) 하태웅, 이용복, 김승중, 김창호, 2002, "스텝 터빈용 조합형 엇갈린 래버린스 실의 누설량 및 동특성 해석", 유체기계저널, 7권, 6호, pp. 45~54.
- (13) Dietzen, F. J. and Nordmann, R., 1986, "Calculating Rotordynamic Coefficients of Seals by Finite-Difference Techniques, the 4th Workshop on Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery., pp. 77~98.
- (14) Park, S. Y. and Rhode D., 1998, "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.
- (15) Moore, J., Palazzolo, A. and Na U. J., 1998, "CFD Modeling for Dynamic Coefficients of Labyrinth Seals and Impeller Leakage Paths", Texas A&M University, TRC-SEAL-2~98.
- (16) Fluent User's Guide Ver. 6.2.
- (17) 하태웅, 2001, "편심된 펌프 실의 누설 및 회전체 동역학적 해석", 유체기계저널, 제4권, 제2호, pp. 15~21.
- (18) 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.
- (19) Scharrer, J. 1987, "A Comparison of Experimental and Theoretical Results for Labyrinth Gas Seals," Ph. D. Dissertation, Texas A&M University.