

반원형 리브 혹은 그루브가 부착된 림실에 대한 연구

이충석* · 문미애* · 김광용**†

Analysis of a Rim-Seal with a Semicircular Rib or Groove

Chung-Suk Lee*, Mi-Ae Moon*, Kwang-Yong Kim**†

Key Words : Rim-seal(림실), Sealing effectiveness(림실 냉각 효율), Spalrt-Allmaras turbulence model(Spalrt-Allmaras 난류모델)

ABSTRACT

Effect of semicircular rib or groove on the performance of a rim-seal was evaluated using three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. The turbulence was modeled using the one-equation Spalart-Allmaras turbulence closure model. Reynolds number based on the axial chord of the turbine blade was 500,000 at the mainstream outlet. The numerical results for a sealing effectiveness was validated in comparison with experimental data. To examine the effect of the semicircular rib or groove on sealing effectiveness of the rim-seal, location and diameter of the rib or groove were selected as the parameters to be performed. The rim-seals with the semicircular groove showed a higher sealing effectiveness than that with the semicircular rib. The semicircular groove installed on the stator side showed best sealing effectiveness among the numerical simulation results.

1. 서 론

가스 터빈의 높은 열효율을 지향하기 위해서는 터빈 입구 온도의 상승이 불가피하다. 가스 터빈 블레이드가 장착되는 터빈 디스크는 고온의 연소 가스에 노출되므로, 열피로에 의한 파괴 및 작동 시간 단축이 빈번하게 발생하고 있다. 이를 방지하기 위하여 다양한 방법의 터빈 디스크 냉각 기법이 사용되고 있다. 그 중 림실(rim-seal) 냉각 기법은 고온의 연소 가스로부터 동익(rotor)과 정익(stator)이 부착된 디스크를 보호하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 압축기로부터 유입된 고속의 냉각 유체가 틈새로 유입되는 고온의 가스를 밀어냄과 동시에 회전으로 인해 발생한 고온의 열로부터 터빈 디스크를 보호하는 역할을 수행한다.

림실 냉각 효율(η , sealing effectiveness, 고온 가스의 온도와 림실 내 온도의 비)은 주유동(mainstream)과 냉각 유체(coolant flow)의 유량비를 나타내는 누설비(LF , leakage fraction)와 림실의 형상에 의해 크게 좌우되는 것으로 알려져 있다. 누설비가 증가할수록 터빈의 공력 성능이 악화되고

림실 냉각 효율은 증가하는 반면, 누설비가 감소할수록 터빈의 공력 성능은 향상되나, 림실 냉각 효율이 감소하는 현상을 초래한다. 이로 인해 누설비는 매우 제한적인 값을 갖게 되고, 제한된 누설비로 림실 냉각 효율을 극대화하기 위하여 림실 형상에 대한 다양한 연구가 절실히 필요하다.

위와 같이 림실 냉각 기법에 대한 필요성이 큰 반면, 이에 대한 연구는 상대적으로 미비한 수준이다. 이전의 림실에 대한 연구를 살펴보면, Wang 등⁽¹⁾은 동익과 정익 사이에 위치한 림실의 크기를 각각 동익 혹은 정익 방향으로 확장시켜 고온의 유동장에서의 속도 분포에 대해 연구하였다. 이때 정익 방향으로 림실의 크기를 확장할 경우 속도 분포가 변화하지 않았으나, 동익 방향으로 림실의 크기를 확장할 경우 속도 분포가 크게 변화하였음을 보고하였다. 즉, 림실의 형상을 동익 방향으로 변경하였을 때, 터빈의 공력 성능에 영향을 끼침을 보였다. Lynch와 Thole⁽²⁾은 실험을 통해 림실의 출구부 즉, 고온의 가스가 유입되는 부분의 면적 및 형상 그리고 누설비 변화에 따른 림실 냉각 효율을 연구하였다. 그 결과 누설비가 증가하고, 림실 출구부의 단면이 작아질수록 림실 냉각

* 인하대학교 대학원 (Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Inha Univ.)

** 인하대학교 기계공학부 (Department of Mechanical Engineering, Inha Univ.)

† 교신저자(Corresponding Author), E-mail : kykim@inha.ac.kr

효율이 증가하는 특성을 나타냄을 밝혔다. Popović와 Hodson⁽³⁾은 다양한 림실 형상의 변화에 따른 림실 냉각 효율 및 터빈의 공력 성능에 대한 연구를 진행하였다. 이에 따르면, 림실 형상이 변화하여도 림실 냉각 효율은 거의 유사한 값을 보이는 반면, 특정 림실 형상에서만 터빈의 공력 성능이 증가함을 밝혔다.

림실에 관한 연구로는 간단한 형상 변화에 관한 연구가 주

로 진행되었지만, 다양한 구조물을 림실 내에 설치한 경우와 관련한 연구는 많지 않다. 본 연구에서는 터빈 냉각을 위해 사용되는 유동간섭물(turbulator) 중 하나인 반원형 리브(rib)나 그루브(groove)를 림실 내에 설치하여, 부착 위치와 지름 등에 따른 림실 냉각 효율 변화에 대해 연구를 수행하였다. 이를 위해 Reynolds-averaged Navier Stokes(RANS) 방정식을 이용한 수치해석을 수행하였다.

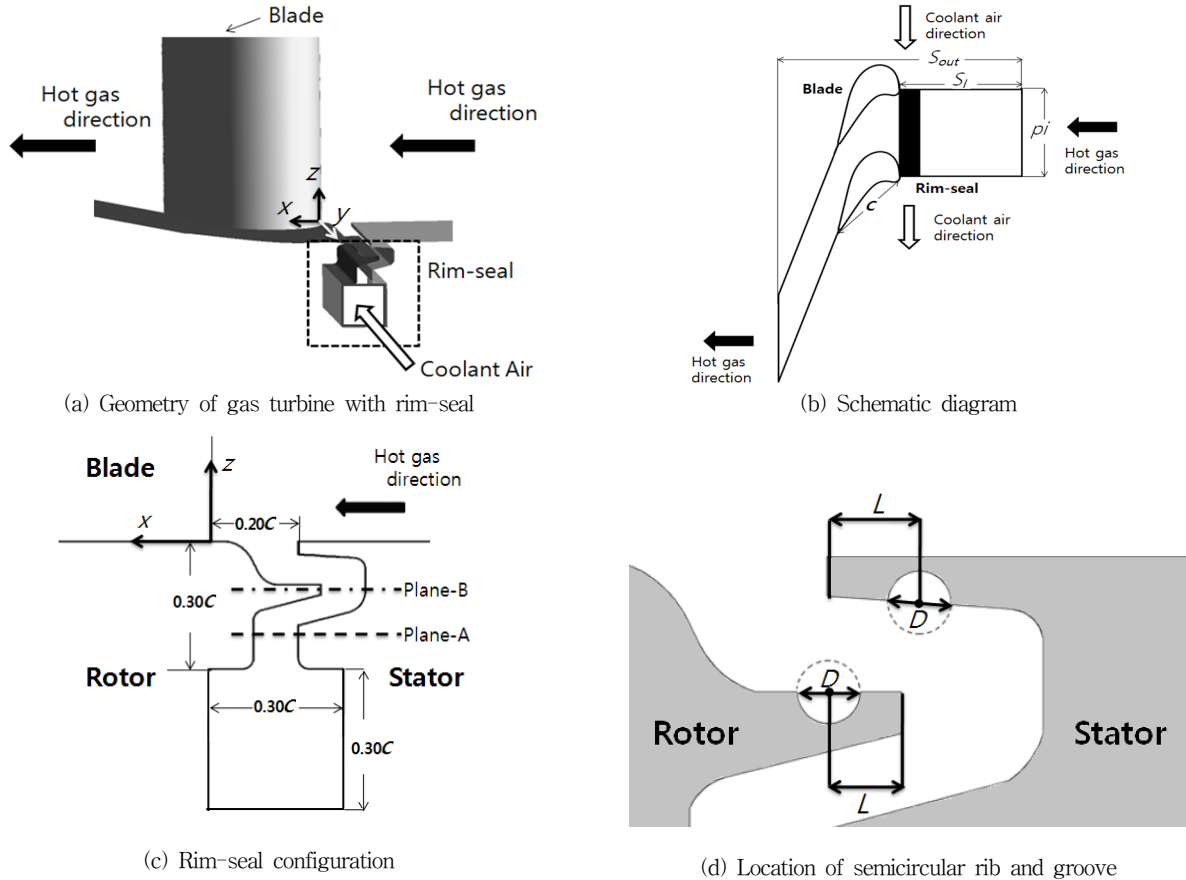


Fig. 1 Computational domain

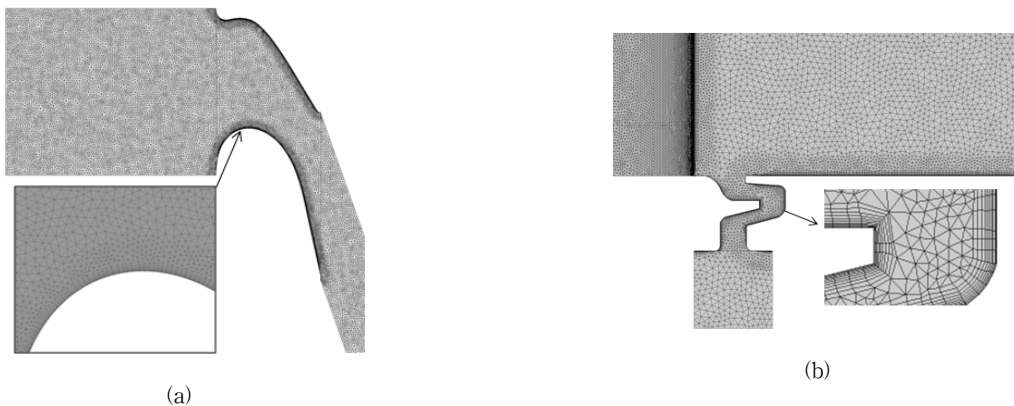


Fig. 2 Example of grid system

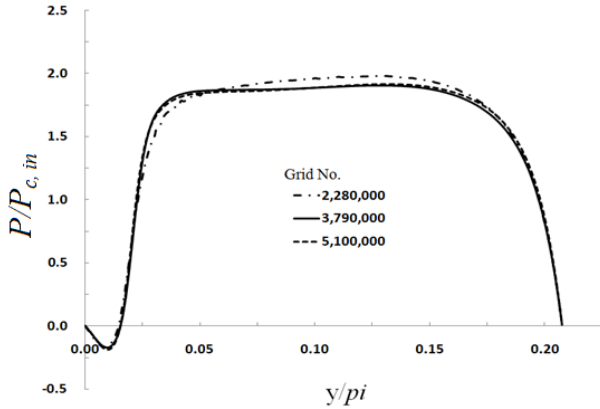


Fig. 3 Grid dependency test

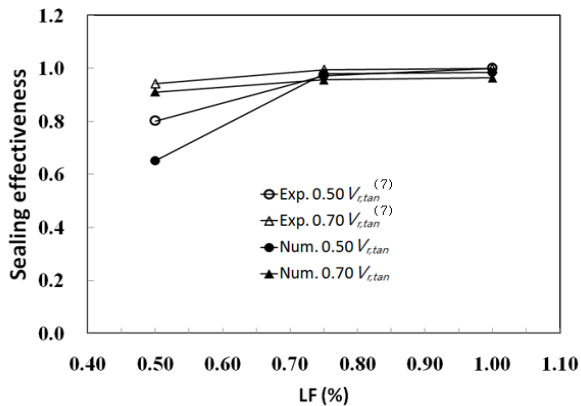


Fig. 4 Comparison of numerical results with experimental data⁽⁷⁾ at Plane-A

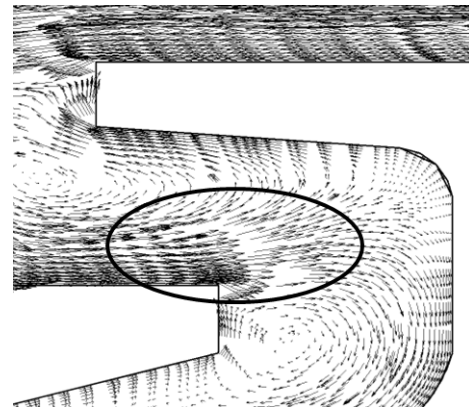
2. 수치해석방법

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 반원형 리브나 그루브가 부착된 림실의 유동장 및 온도장 해석을 위해 상용 전산유체역학 코드인 ANSYS-CFX 11.0⁽⁴⁾을 사용하였다. 이 코드는 지배방정식을 이산화하기 위해 유한체적법을 사용하여 RANS 방정식을 계산한다. 난류모델로는 Spalart-Allmaras 모델⁽⁵⁾을 사용하였다. 이 모델은 1-방정식 난류모델의 일종으로서, 공동 및 박리현상, 재순환 유동 등의 복잡한 난류 유동의 예측에 있어 비교적 정확한 결과를 보이는 것으로 알려져 있으며, 항공 분야 및 유체기계 해석에 폭넓게 사용되고 있다⁽⁶⁾.

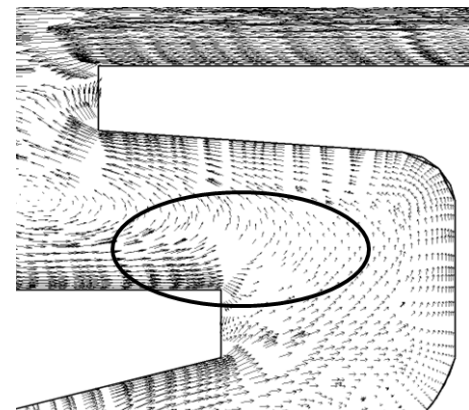
본 연구에서는 Fig. 1과 같은 Popović와 Hodson⁽⁷⁾의 실험현상과 동일한 형상에 대하여 삼차원 정상상태로 가정하여 수치해석을 수행하였다. 터빈의 동익과 정익 디스크 사이에 위치한 림실은 Fig. 1(a)와 같이 고온의 연소가스가 통과하는 주유동장 하단에 위치하며, 냉각 유체가 유입되는 냉각 유로를 포함하는 형태로 구성되어 있다. Fig. 1(c)는 림실의 자세한 형상이며, 림실의 크기는 블레이드 코드 길이에 비해

한다. 블레이드의 유동방향 코드 길이(C)는 130.30mm이다. 코드에 대한 주유동장의 입구와 출구 사이의 거리의 비(S_{out}/C)는 3.98이고, 유동장의 입구로부터 블레이드의 앞전까지의 거리의 비(S_i/C)는 2.00이다. 코드에 대한 블레이드 피치 길이의 비(pi/C)는 1.59이고, 각 부분의 상세한 위치는 Fig. 1(b)에 도시하였다. x, y, z 축의 원점은 고온의 연소가스가 림실 내로 유입되는 곳에 위치한다.

Popović와 Hodson⁽⁷⁾의 실험 조건을 참고하여 주유동장의 입구 조건으로 속도 조건을 지정하였고, 출구 조건으로 정압력 조건을 부여하였다. 주유동장의 입구와 출구의 속도비는 $V_{h,out}/V_{h,in} = 3.1$ 이고, 주유동장의 출구에서의 레이놀즈 수는 500,000이다. 열전달 해석을 위해 사용된 주유동장의 고온 가스의 온도는 321.75K이고, 냉각 유체의 온도는 301.75K이다⁽⁸⁾. 블레이드 표면, 동익과 정익 디스크 등 고체벽면에는 점착 조건(no-slip condition)과 단열 조건(adiabatic condition)을 적용하였다. 림실 입구에서의 속도(relative cavity velocity)는 $0.50 V_{r,tan}$ 과 $0.70 V_{r,tan}$, 누설비는 0.50%, 0.75%, 그리고 1.00%로 하여 수치해석을 수행하였다.



(a) $0.50V_{r,tan}$, LF=0.50%



(b) $0.50V_{r,tan}$, LF=0.75%

Fig. 5 Velocity vector distributions on $x-z$ plane at $y/pi=0.50$

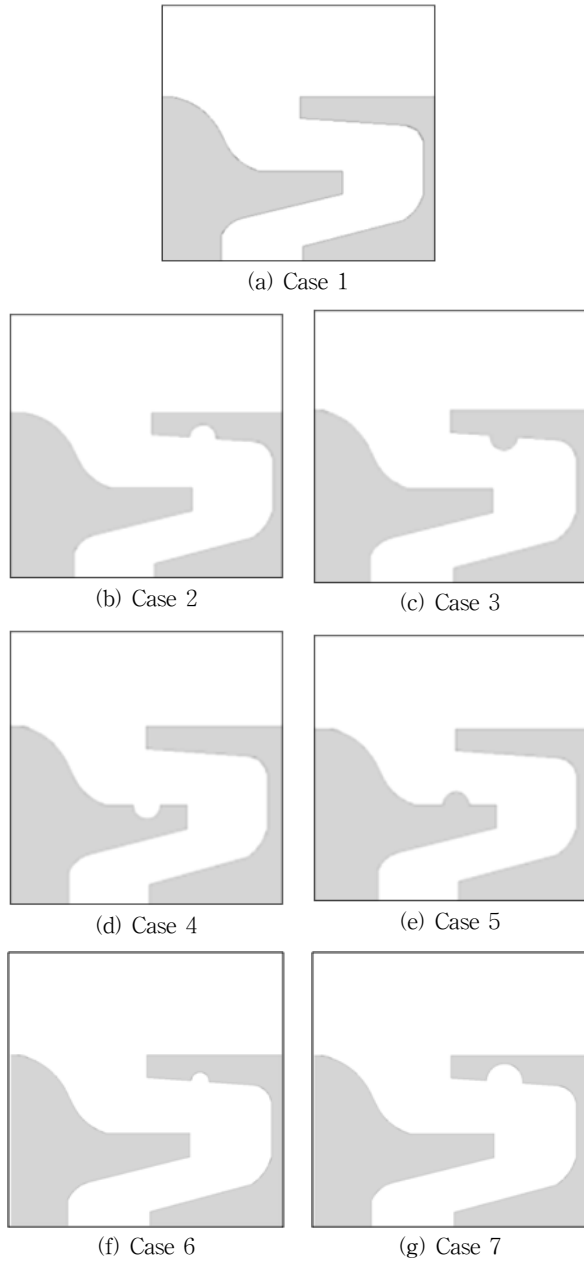


Fig. 6 Geometries of rim-seals with various semicircular rib/groove

Table 1 Cases for the parametric study

	Roughened surface	Type	$L/C \times 10^3$	$D/C \times 10^3$
Case 1	Reference ⁽⁷⁾	-	-	-
Case 2	Stator	Groove	66.77	34.54
Case 3	Stator	Rib	66.77	34.54
Case 4	Rotor	Groove	52.95	34.54
Case 5	Rotor	Rib	52.95	34.54
Case 6	Stator	Groove	66.77	23.02
Case 7	Stator	Groove	66.77	46.05

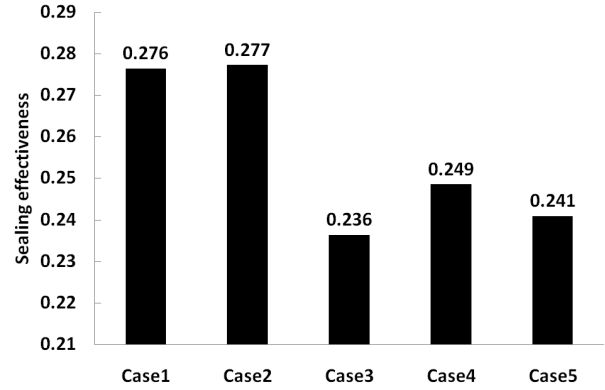


Fig. 7 Sealing effectiveness of rim-seals with different locations of semicircular rib/groove

이때, 림실 입구에서 속도(relative cavity velocity)는 $-y$ 방향으로 림실 입구에서 냉각 유체가 유입되는 속도를 의미하며, $V_{r, \tan}$ 의 속도는 블레이드의 속도인 23m/s로 정의하였다. 여기서 림실 입구와 출구는 Fig. 1(b)의 냉각 유체가 유입되는 부분을 림실 입구, 배출되는 부분을 림실 출구로 정의하였다. 그리고, 누설비에 대한 정의⁽⁷⁾는 다음과 같다.

$$LF = \Delta \dot{m}_c / \dot{m}_h = (\dot{m}_{c, in} - \dot{m}_{c, out}) / \dot{m}_h \quad (1)$$

여기서, \dot{m}_h 과 $\Delta \dot{m}_c$ 은 주유동장의 입구에서의 유량 및 림실의 누설 유량을 나타낸다. 림실의 누설 유량은 림실 입구에서의 냉각 유량 $\dot{m}_{c, in}$ 과 림실 출구에서의 유량 $\dot{m}_{c, out}$ 의 차이를 나타낸다.

본 연구에서 사용된 격자는 Fig. 2에 자세히 나타내었다. 해당 격자계는 비정렬 격자계를 사용했으며, 벽 근처에서의 정확한 해석을 위해 경계층 격자로 프리즘 격자를 조밀하게 구성하였다.

격자의존성 시험은 Popović와 Hodson⁽⁷⁾에서 림실 내의 평균 림실 냉각 효율을 측정할 평면과 동일한 면, 즉 평면-A에서 수행하였다. 기준 형상을 바탕으로 격자의존성 시험을 통해 최적의 격자수를 선택하였으며, 그 결과는 Fig. 3에 나타내었다. 격자의존성 시험을 통해 최적격자수가 3,700,000임을 확인하였다.

림실 내의 냉각 성능을 평가하기 위한 성능함수로 림실 냉각 효율(η)⁽⁷⁾을 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta = (T_h - T) / (T_h - T_c) \quad (2)$$

여기서 T_h 와 T_c 는 각각 주유동장에서의 고온의 연소가스와 림실 내로 유입되는 냉각 유체의 온도를 나타낸다.

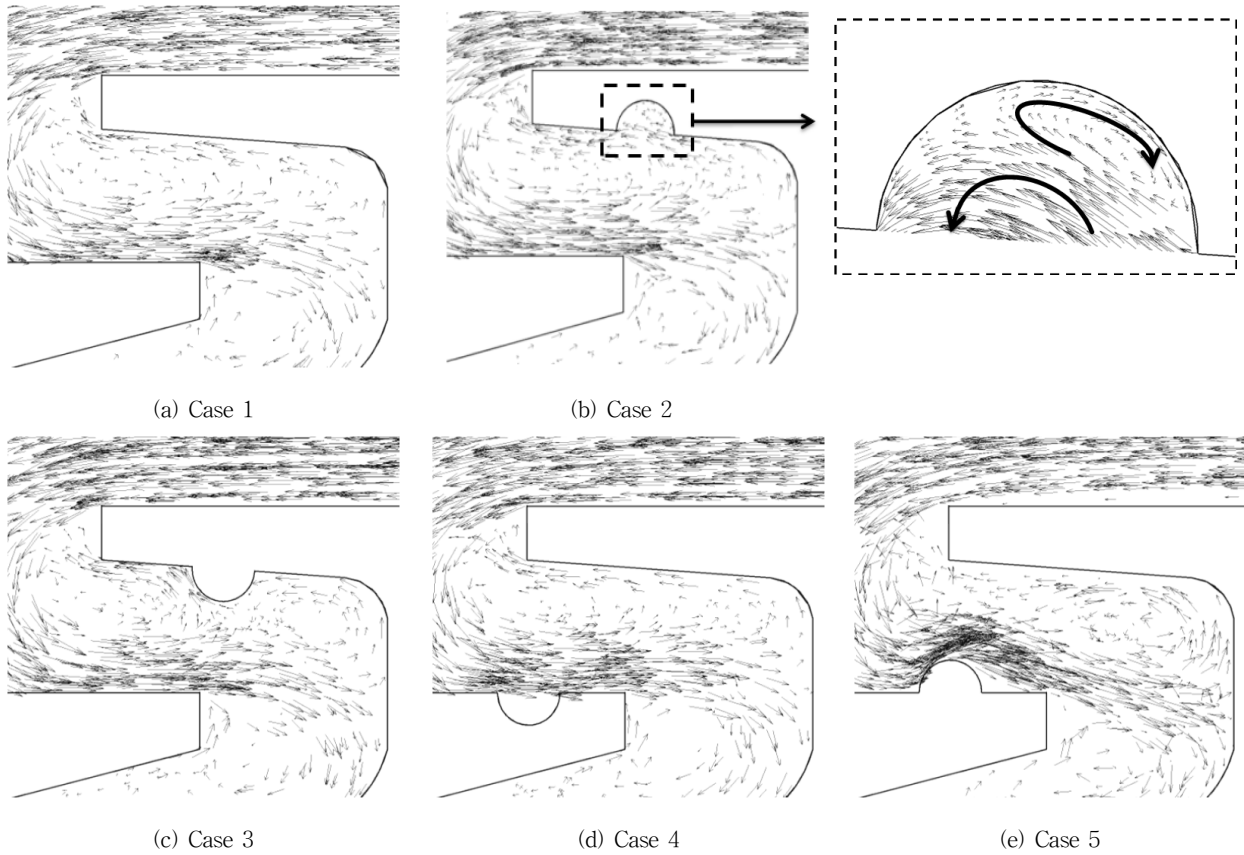


Fig. 8 Velocity vectors on y - z plane for the rim-seals with the semicircular rib and groove

3. 결과 및 검토

수치해석의 타당성을 검증하기 위해 실험에서 사용한 모형과 동일한 기준형상에 대해 림실 냉각 효율의 실험값과 계산값을 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. 실험에서 림실 냉각 효율을 계산한 평면과 동일한 평면인 평면-A에서 수치해를 계산하였으며, 수치해는 실험⁽⁷⁾과 동일하게 면적평균값을 사용하였다. 평면-A는 Fig. 1(c)의 $z = -0.20C$ 에 위치한다. Fig. 4는 림실 입구에서의 속도가 $0.50 V_{r,tan}$ 와 $0.70 V_{r,tan}$, 누설비가 각각 0.50%, 0.75%, 1.00%로 변화하는 경우에 대하여 면적평균 림실 냉각 효율을 나타낸다. 누설비가 0.50%이고 림실에서의 입구속도가 $0.50 V_{r,tan}$ 일 때 실험값과 계산값이 큰 오차를 보이나, 누설비가 증가함에 따라 면적평균 림실 냉각 효율이 좋아지는 경향을 잘 나타냄을 확인할 수 있으며, 이러한 경향은 Lynch와 Thole⁽²⁾의 연구결과와 동일함을 알 수 있다. 또한 림실 입구에서의 속도가 $0.70 V_{r,tan}$ 인 경우에는, 실험치와의 최대 오차가 3.71%로 전 영역에서 좋은 일치성을 보임을 확인할 수 있다. Fig. 5는 림실에서의 속도가 $0.50 V_{r,tan}$, 누설비가 각각 0.50%와 0.75%인 경우의 속도 벡터를 나타낸다. 누설비가 작은 값을 갖는 경우에는 림실 내부로 유입되는 고온의 연소가스의 영향이 상대적으로 증

가하여 강한 재순환유동이 그림의 좌상부 뿐 아니라 하부에서도 발생함을 알 수 있다. 이로 인해 림실에서의 입구속도가 $0.50 V_{r,tan}$ 이고, 누설비가 0.50%인 경우 실험값과 계산값 사이의 오차가 크게 발생하는 것으로 생각된다.

실험측정평면인 평면-A에서는 누설비가 0.50%인 경우를 제외하면 면적평균 림실 냉각 효율이 1에 가까운 값을 가짐과 동시에, 누설비의 변화에 따른 면적평균 림실 냉각 효율이 거의 동일한 값을 갖는 것을 Fig. 4를 통해 확인할 수 있다. 이에 따라, 본 연구에서는 면적평균 림실 냉각 효율의 변화가 크고, 고온의 연소가스와 림실을 통해 유입된 냉각유체가 직접적으로 혼합되는 곳에 위치한 평면-B를 새롭게 선정하여 림실 형상 변화에 따른 면적평균 림실 냉각 효율의 변화를 자세히 살펴보았다. 평면-B의 위치는 Fig. 1(c)에 나타난 바와 같이, $z = -0.11C$ 에 위치한다.

본 연구에서는 림실 입구에서의 속도가 $0.70 V_{r,tan}$ 이고, 누설비가 0.50%인 경우에 대해 반원형 리브/그루브의 부착위치 및 크기가 림실 냉각 효율에 미치는 영향을 알아보려고 한다. 림실 입구 속도 및 누설비가 각각 $0.70 V_{r,tan}$, 0.50%인 조건을 기준으로 삼은 이유는, 해당 림실 입구 속도 및 누설비에서 실험값과 수치해 사이의 오차가 3.12%로 작은 값을 가지기 때문이다. 또한 누설비가 0.50%의 작은 값을 가질 때

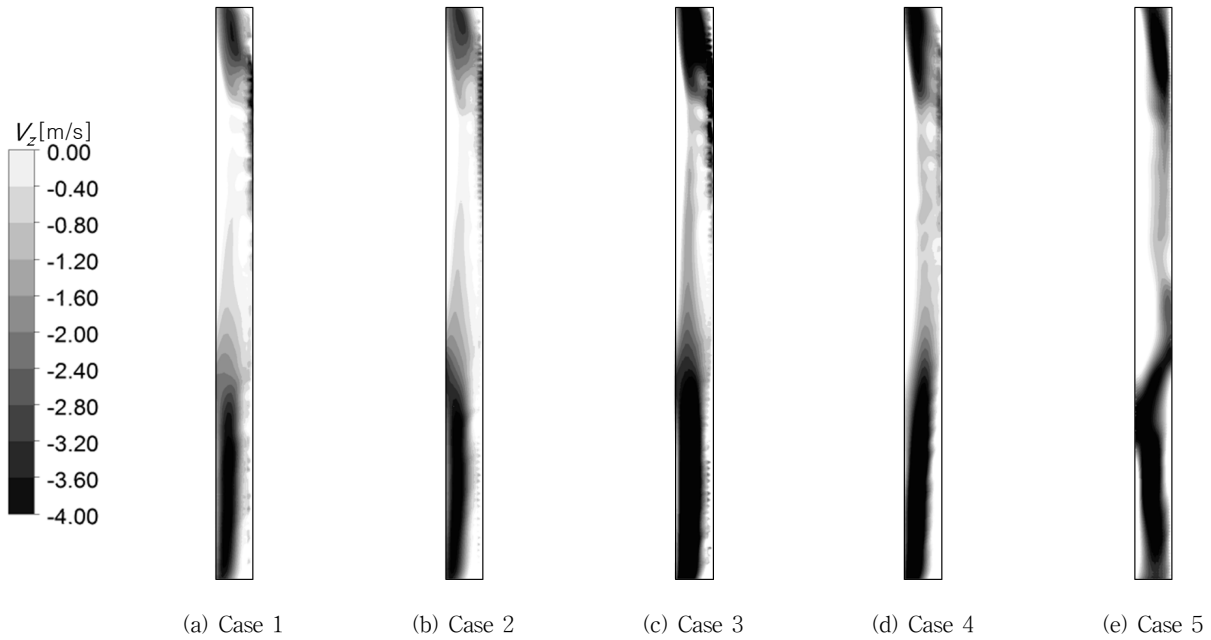


Fig. 9 Velocity (V_z) distributions on Plane-B

다른 누설비에 비해 립실 내부 형상 변화에 따른 립실 냉각 특성을 좀 더 효과적으로 평가할 수 있기 때문이다. Fig. 6 과 같이 립실 입구에서의 속도가 $0.70 V_{r,tan}$ 이고, 누설비가 0.50%인 경우, 반원형 리브/그루브가 립실 내에 설치된 일 곱 가지 경우에 대해 평가를 수행하였다. Table 1은 각 경우의 상세한 수치를 나타내며, 요철면(roughened surface)은 반원형 리브가 부착된 위치를 나타낸다. L/C 와 D/C 는 Fig. 1(d)에 나타낸 바와 같이 리브나 그루브가 부착된 위치와 지름의 코드에 대한 비를 각각 나타낸다.

case 1(기준형상)에 지름(D)이 4.5mm인 반원형 리브/그루브를 위치를 달리하여 부착한 case 2, 3, 4 그리고 5의 면적평균 립실 냉각 효율에 대해 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 정익 부근에 반원형 그루브가 부착된 case 2의 경우, case 1과 유사한 값의 립실 냉각 효율을 갖는 것을 알 수 있으며, case 3, 4 그리고 5는 기준형상인 case 1 보다 오히려 낮은 립실 냉각 효율을 보여주고 있음을 알 수 있다. case 2 와 3의 경우를 보더라도, 부착 위치가 정익 부근으로 동일함에도 불구하고 성능의 차이는 크게 나타나고 있어 그루브가 리브에 비해 립실 냉각 효과가 큰 것을 알 수 있다. 동익 부근에 부착된 case 4와 5에서도 리브(case 5)보다 그루브(case 4)가 높은 립실 냉각 효율을 가짐을 확인할 수 있다.

Fig. 8에 각각의 형상에 대한 립실 내부의 속도벡터를 나타내었다. 리브/그루브의 부착위치에 따라 립실 내의 유동장이 변화하는 것을 알 수 있는데, case 2에서는 고온의 주유동이 그루브 내부에서 그림과 같이 재순환됨을 확인할 수 있다. Fig. 9는 평면-B에서의 z 방향 속도(V_z) 분포를 나타내

며, z 방향 속도가 음의 값을 가질수록 고온의 연소가스가 립실 내부로 더욱 많이 유입되는 것을 의미한다. case 3, 4 그리고 5의 경우, case 1과 2보다 평면-B에서 음의 값의 z 방향 속도가 더욱 넓게 분포하는 것을 확인할 수 있다. 이는 case 3, 4 그리고 5에 부착된 반원형 리브/그루브가 립실로 유입되는 고온의 연소가스의 유입 속도를 더욱 가속시키는 것을 의미하며, 이로 인해 평면-B에서의 립실 냉각 효율이 감소하는 결과를 초래하였음을 알 수 있다. 또한 유사한 값의 립실 냉각 효율을 갖는 case 1과 2의 경우, z 방향 속도 분포가 유사한 것을 확인할 수 있다.

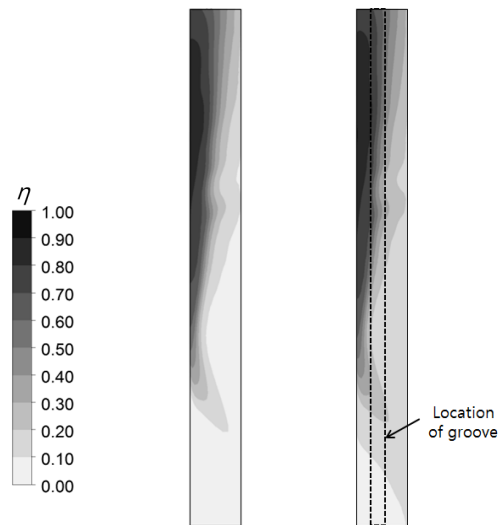


Fig. 10 Sealing effectiveness on the stator side (y - z plane)

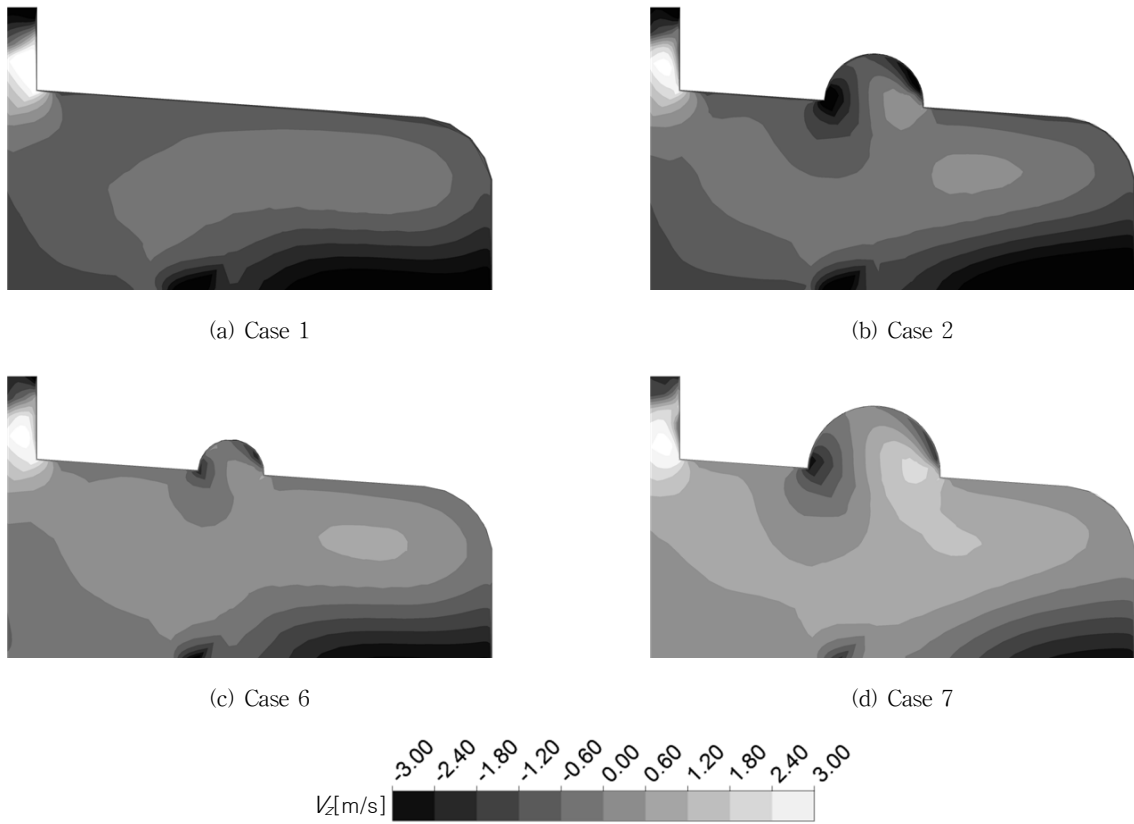


Fig. 12 Velocity (V_z) distributions on the x - z plane ($y/\pi = 0.60$)

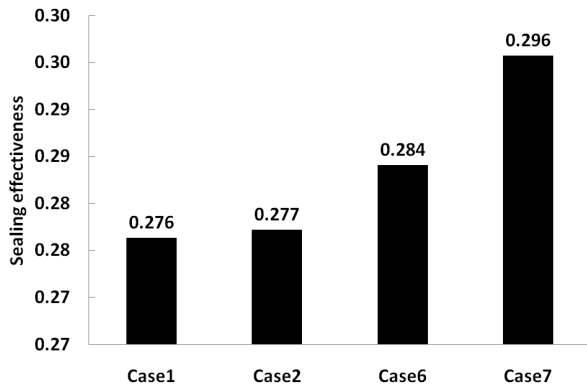


Fig. 11 Sealing effectiveness of rim-seals with various diameters of semicircular groove

Fig. 10은 그루브가 부착된 정익 부근에서의 case 1과 2에 대한 림실 냉각 효율을 나타낸다. 본 그림을 통해 그루브 부착 여부와는 무관하게 정익 부근에서의 림실 냉각 효율이 유사한 분포를 가지나, 그루브가 부착된 case 2에서 조금 더 높은 림실 냉각 효율을 갖는 것을 알 수 있다. 이로써 정익 부근에 반원형 그루브를 부착하였을 때 평면-B에서 유사한 값의 림실 냉각 효율을 가지는 반면, 그루브가 부착된 정익

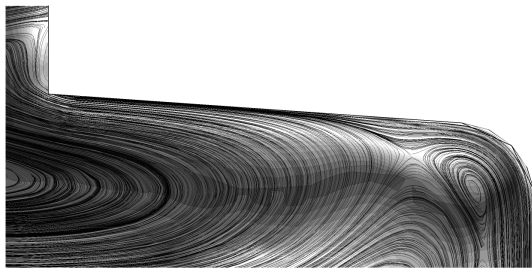
부근에서 향상된 림실 냉각 효율을 가짐으로써, 정익 부근에 그루브를 부착하는 것이 림실 냉각 효율 측면에서 유리한 설계임을 알 수 있다.

이를 바탕으로 동일한 위치에 다양한 지름을 갖는 그루브를 부착하여, 반원형 그루브의 지름이 림실 냉각 효율에 미치는 영향을 Fig. 11과 같이 살펴보았다. case 2, 6 그리고 7에서 반원형 그루브의 지름은 각각 4.5, 3.0 그리고 6.0mm 이고, 림실 모서리로부터 그루브의 중심까지의 거리비는 $L/C \times 10^3 = 66.77$ 로 모두 동일하다. Fig. 11을 통해 그루브의 지름이 가장 큰 경우 (case 7), 지름이 가장 작은 경우 (case 6), 그리고 중간값의 지름을 가지는 경우(case 2)의 순서로 림실 냉각 효율이 높은 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 따라서, 최소 림실 냉각 효율을 가져오는 그루브의 지름이 존재함을 알 수 있다.

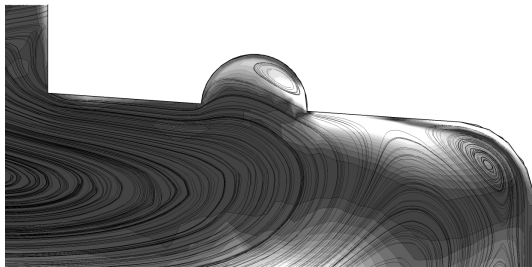
Fig. 12는 case 1과 정익 부근에 반원형 그루브가 부착된 case 2, 6 그리고 7에 대하여 x - z 평면에서의 z 방향 속도 (V_z) 분포를 나타낸다. z 방향 속도가 음의 값을 가지는 경우, 림실 내부로 고온의 연소가스가 활발하게 유입되는 것을 의미한다. 정익 부근에 반원형 그루브를 부착한 case 2, 6 그리고 7의 경우, 그루브로 인해 z 방향 속도 분포가 크게 변화하였음을 알 수 있는데, case 2에 비해 case 6과 7에서 양의 값

을 갖는 z 방향 속도가 더욱 넓게 분포함을 확인할 수 있다. 이는 case 2와 같이 그루브가 특정 지름을 가질 때 고온의 연소가스가 림실 내부로 유입되는 것을 촉진함을 의미한다.

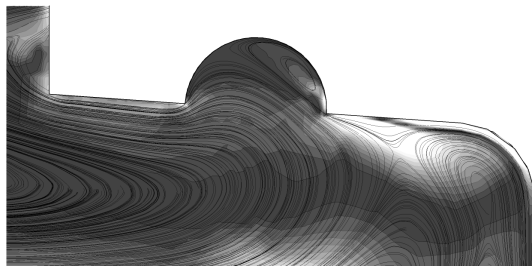
Fig. 13는 case 1, 2, 그리고 7에서의 와도 (vorticity) 및 유선분포(streamline)를 나타낸다. 반원형 그루브가 부착된 경우(case 2와 7), 그루브 부근에서 상대적으로 낮은 와도를 나타내는 것을 확인할 수 있는데, 이는 림실 내부에 그루브를 부착함에 따라 그루브 내에서의 유동의 재순환에 의해 림실 내의 와도가 상대적으로 약화되었기 때문인 것으로 사료된다. 반원형 그루브의 지름이 큰 경우(case 7), 그루브 내부에서 낮은 값의 와도를 가지는 것을 확인할 수 있다. 이는 그루브의 지름이 변화함에 따라 그루브 내부에서 발생하는 재순환 영역의 크기가 증가하기 때문인 것으로 생각된다.



(a) Case 1



(b) Case 2



(c) Case 7

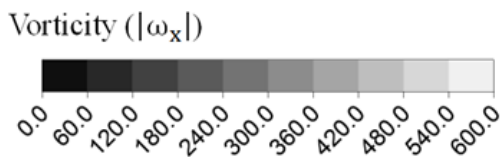


Fig. 13 Distributions of vorticity($|\omega_x|$) and streamlines on x - z plane in the rim-seals ($y/\pi = 0.50$)

4. 결 론

본 연구에서는 반원형 리브나 그루브가 설치된 가스터빈 내 림실에 대해 주유로의 출구에서의 레이놀즈수가 500,000에서 삼차원 RANS 해석을 수행하여 다양한 위치와 크기의 리브/그루브가 림실의 림실 냉각 효과에 미치는 영향을 평가하였다. 실험형상과 동일한 형상에 대해 수치해석을 수행하여 실험결과와 비교해 수치해석 결과의 타당성을 입증하였다. 반원형 리브/그루브의 부착 위치와 지름을 달리한 총 일곱 가지의 경우에 대하여 림실 냉각 효율을 평가하였다. 계산 결과 그루브를 정의 부근에 부착하였을 경우, 평면-B에서 실험형상과 유사한 값의 림실 냉각 효율을 갖는 반면, 정의 부근에서 상대적으로 높은 림실 냉각 효율을 갖는 것을 확인하였다. 이를 바탕으로 다양한 지름을 갖는 반원형 그루브를 정의 부근에 부착하였을 때, 특정 지름에서 최소 림실 냉각 효율을 가짐을 알 수 있었다. 향후 추가 연구를 통해 림실 냉각 효율을 극대화할 수 있는 그루브의 크기와 형상을 도출하는 것이 필요하다고 사료된다.

후 기

이 논문은 2013년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2009-0083510).

기 호 설 명

C	Axial chord length of the blade [m]
D	Diameter of semicircular rib [m]
L	Length from the edge of rim-seal to the center of semicircular rib [m]
LF	Leakage fraction
\dot{m}	Mass flow rate [kg/s]
pi	Pitch [m]
Re	Reynolds number, $\rho V_{h,out} C / \mu$
S	Streamwise length from the mainstream inlet [m]
T	Temperature [K]
V	Velocity [m/s]
$V_{r,tan}$	Tangential velocity for the rotor disk [m/s]
η	Sealing effectiveness

하 첨 자

c	Rim-seal
h	Mainstream
in	Inlet

l Leading edge of blade
out Outlet

참고문헌

- (1) Wang, C. Z., Johnson, B. V., Jong, F. D., and Vashist, T. K., 2007, "Comparison of Flow Characteristics in Axial-gap Seals for Close-and Wide-spaced Turbine Stages," Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27909.
- (2) Lynch, S. P. and Thole, K. A., 2007, "The Effect of Combustor-turbine Interface Gap Leakage on the Endwall Heat Transfer for a Nozzle Guide Vane," Proceedings of ASME Turbo Expo 2007, GT2007-27867.
- (3) Popović, I. and Hodson, H. P., 2012, "Improving Turbine Stage Efficiency and Sealing Effectiveness through Modification of the Rim Seal Geometry," Proceedings of ASME Turbo Expo 2012, GT2012-68026.
- (4) ANSYS CFX-11.0, Solver Theory, Ansys Inc., 2006.
- (5) Spalart, P. R. and Allmaras, S. R., 1992, "A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows," AIAA, Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 30th, Paper 92-0439.
- (6) Deck, S., Duveau, P., d'Espiney, P. and Guillen. P., 2002, "Development and Application of Spalart-Allmaras One Equation Turbulence Model to Three-Dimensional Supersonic Complex Configurations," Aerospace Science and Technology, Vol. 6, pp. 171~183.
- (7) Popović, I. and Hodson, H. P., 2010, "Aerothermal Impact of the Interaction between Hub Leakage and Mainstream Flows in Highly-loaded HP Turbine Blades," Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22311.
- (8) Popović, I., Hodson, H. P., Janke, E. and Wolf, T., 2011, "The Effect on Unsteadiness and Compressibility on the Interaction between Hub Leakage And Mainstream Flows in HP Turbines," Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46608.