

# 노즐 통과 증기에 의한 블레이드에 작용하는 힘 특성 Characteristics of Blade Force by Nozzle Passing Steam

이 병 학\* · 박 종 호\*  
Byounghak Lee and Jongho Park

(Received July 17, 2013 ; Revised October 4, 2013 ; Accepted October 4, 2013)

**Key Words** : Turbine Blade(터빈 블레이드), Bending Force(굽힘력), Nozzle Impulse(노즐 분사 충격), Nuclear Power Plant(원자력발전소)

## ABSTRACT

Last blades of LP turbine in nuclear power plant are the highly damaged part and suffered from nozzle steam impulses during the turbine operation. Nozzle impulse is known as a common cause of damage or failure in the turbine blade and results from steam flow distortions due to uneven steam flow patterns between the stationary blade vanes. If impulse force was continuously acting on the blade for a long time, crack or wear will occur in weak parts such as root. So, it is important to know variation of nozzle impulse during the blade moving. But there is no way to measure and estimate the magnitude and direction of nozzle impulse. Therefore, this study was performed to know the variation of nozzle impulse force according to the positions of the blade and to obtain blade equivalent force and torque. This results can be used for blade stress estimation.

## 1. 서 론

터빈 블레이드는 증기발전기에서 공급된 고온고압 증기의 열에너지를 기계적 에너지로 변환시켜주는 주요 구성품이며, 터빈 운전 중 회전하면서 고정익 통과 증기와 충돌하여 반복적인 힘을 받고 있다. 터빈 블레이드 사고들 중 증기 힘에 의한 손상이 상당 부분을 차지하고 있으며, 각종 원인에 의한 증기의 비정상 흐름이 주요 원인인 것으로 알려져 있다. 즉, 블레이드가 고정익 노즐과 노즐 사이를 통과할 때마다 증기압에 의한 반복 응력이 블레이드에 작용하고, 장기간 지속적으로 가해져 뿌리와 같은 취약부에서 균열 및 마모를 발생시키는 손상 메커니즘이

다. 이러한 결함은 다른 손상 유형들과 달리 사전 징후나 조짐을 보이지 않고 갑자기 나타나기 때문에 매우 위험하다.

기준에도 터빈 진단에서 고정익 분사 증기가 블레이드에 미치는 영향에 대해 일부 연구되었다. 특히, Murari P. Singh와 George Lucas<sup>(1)</sup>는 증기 굽힘력에 의해 유발되는 진동과 교번응력이 대부분 블레이드 피로 손상의 중요 원인인 것으로 보고하였다. 또한 William P. Sanders<sup>(2)</sup>는 터빈 블레이드가 고정익 분사 증기에 의해 발생하는 고주기 피로(high-cycle fatigue)특성 및 이를 방지하기 위한 연구를 하였으며, Yang<sup>(3)</sup> 등은 저압단 블레이드 균열이 진전되는 경우에 블레이드 동특성 변화, 응력증가, 공진영역 변화등 운전 조건에서의 동특성변화를

† Corresponding Author ; Member, Korea Hydro and Nuclear Power Co., LTD  
E-mail : crane@khnp.co.kr  
Tel : +82-42-870-5683, Fax : +82-42-870-5679  
\* Dept. of Mechanical Engineering Chungnam National University

‡ Recommended by Editor Hyung-Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

고찰하였고  $Ha^{(4,5)}$  등은 저압 터빈용 pin-finger형 블레이드 공진방지를 위한 시험수행 및 증기 터빈 블레이드의 고주기 피로에 의한 파손사태에 대한 진동특성을 분석하고 원인규명을 하였다. 이외에도 Petreski<sup>(6)</sup>와 Grunsky<sup>(7)</sup>는 전산해석을 이용한 블레이드 응력 변동 상태를 분석하여 고정익 노즐 분사 증기력 특성을 확인하였다. 위와 같은 기존 연구들을 통해서 고정익 분사 증기에 의한 힘이 블레이드 손상 발생에 매우 중요한 요소임에도 불구하고 아직까지 이들 힘 상태를 직접적으로 측정하거나 추정할 수 있는 방법론이 개발되지 않은 상태이다. 또한 블레이드 회전 중에 원자력 발전용처럼 대형스팀 터빈에서 증기에 의해서 받는 힘이 어떻게 변화하는지에 대해서 실험적 방법을 통해서 연구된 결과가 바가 거의 없다.

이에 이 연구에서는 기존 연구들의 결과에 대해 실험적 방법을 통해서 확인하고자 하였으며, 블레이드가 고정 노즐과 노즐 사이를 이동하면서 증기 분사력에 의해 받는 힘 성분들의 크기와 작용 방향이 어떻게 변화하는지를 관찰하였다.

## 2. 이론적 고찰

### 2.1 증기에 의한 블레이드 진동

기존 연구 결과에 따르면, 블레이드 응력 변동을 유발시키는 진동 발생 인자에는 여러 가지가 있지만 증기 유동과 관련하여 아래와 같이 크게 4가지가 있는 것으로 알려져 있다.

#### (1) 고정익 노즐 분사 충격

원주방향으로 배열된 고정 노즐이 증기를 분사할 때 노즐 위치에 따라 압력 분포가 일정치 않으며, 이로 인해 블레이드가 노즐과 노즐 사이를 통과하면서 피치수 만큼 최대-최소 압력 변화에 따른 충격힘 (impulse force)을 받아 진동 발생.

#### (2) 부분 분사

터빈 증기 유입 제어단에서 증기가 전 원주 방향에서 균일하게 분사하는 것이 아니고 부분 분사를 하는 경우이며, 블레이드는 회전하면서 증기가 유입되는 영역과 유입되지 않는 영역을 통과하면서 충격을 교대로 받아 블레이드 진동 발생.

#### (3) 원주방향 팽창

고정익 분사 증기의 압력이 축방향으로 팽창하면서 원주방향으로 팽창하며, 이때 원주 방향 팽창 증기의 속도 성분이 균일하지 않아 동익에 가해지는 힘에서 불평형이 발생하여 블레이드 진동 발생.

#### (4) 발전기 출력 변화

발전기 출력에 따른 증기의 유입량 변화 시 공기역학적 흐름 변화로 불규칙적인 힘 블레이드에 가해져 일시적인 진동 유발.

## 2.2 블레이드 작용 힘

앞서 2.1에서 제시된 블레이드 진동 유발 인자들 중 고정 노즐 분사 충격은 저압터빈 최종단 블레이드 손상에 영향을 미치는 지배적인 요소로서, 고정 노즐을 기준으로 블레이드가 이동하면서 증기에 의해 받는 힘의 형태는 개략적으로 Fig.1과 같다. 고정 노즐에서 분사되는 증기는 원주 방향으로 노즐과 노즐 사이에서 불균일한 압력 구배를 가지며, 이로 인해 블레이드는 고정 노즐 사이를 통과하면서 증기압에 의해 반복적인 힘을 지속적으로 받는다. 이외에도 고정익 출구 끝에서 흐름 교란에 의한 영향도 있다.

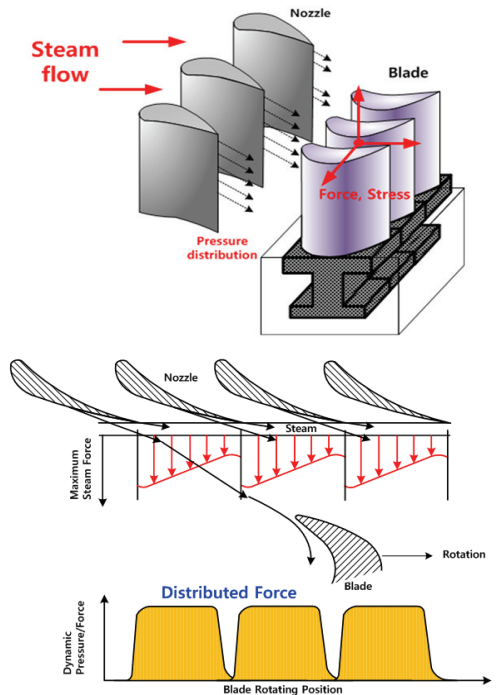


Fig. 1 Blade force by steam inlet flow

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

블레이드 작용 힘 측정 실험 장치는 Fig. 2와 같으며, 블레이드는 고장 발생 빈도가 높은 저압터빈 최종단의 pin finger형을 대상으로 선정하여 실험에서는 고압 공기를 사용하였다. 이들 실험을 위한 고정익과 노즐의 원자력발전소 터빈 최종단 블레이드 입구에서의 운전 조건은 Table 1과 같으며, 노즐과 동익을 실험물의 1/4 크기로 축소 제작하여 사용하였다. 분사용 공기 공급을 위하여 실험 장치는 100% 출력 운전조건에서의 설계와 동일한 차압(ΔP)이 유지될 수 있도록 설계하여 노즐과 동익을 Table 2와 같이 구성하였다. 또한 실험장치와 현장의 유동 조건에 대한 상사성 제공을 위해 각각에 대한 노즐 전단 레이놀즈수를 고려하여 설계하였다. 실험 여건상 블레이드를 회전시키면서 힘을 측정하는 것이 매우 어렵기 때문에 이 연구에서는 블레이드 고정 상태에서 노즐의 입사각을 조절하여 회전속도 조건을 제공하였다. 노즐은 Fig. 3의 입사각( $\beta$ ) 조절을 위해

회전이 가능하도록 구성하였으며, 최대 50도까지 회전이 가능하도록 하였다. 압력 용기 용량은 설계 최대 차압 조건에서 10초 이상 유지되도록 선정하였으며, 블레이드 공급 공기 유량은 유로 중간에 전동식 조절밸브를 설치하여 조작할 수 있도록 하였다.

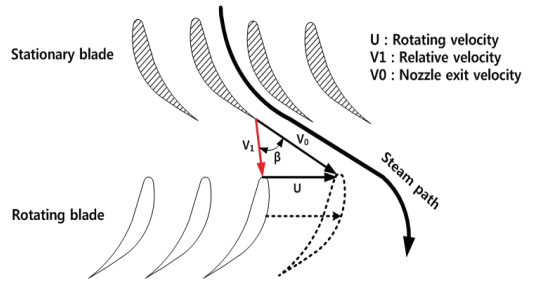


Fig. 3 Steam flow at nozzle outlet

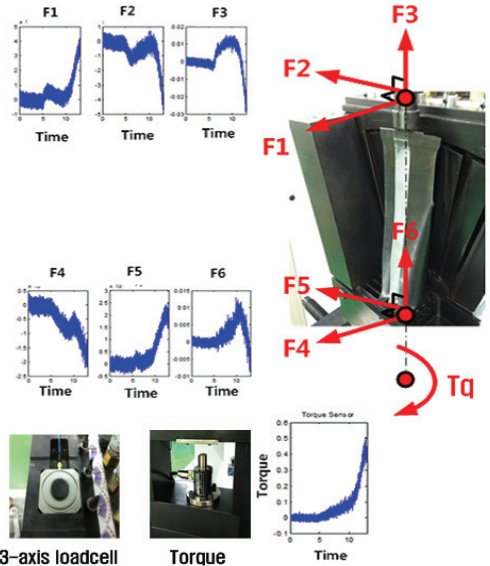


Fig. 4 Measurement of blade force and torque

Table 1 Steam inlet condition

NPP turbine cycle design data	Blade rotating velocity	$U$	298.5 m/s
	Blade inlet absolute velocity	$V_0$	597.0 m/s
	Relative velocity of steam	$V_1$	316.4 m/s
	Steam inlet relative angle	$\beta$	37.9 deg.
	Reynolds number	Re	$5.3 \times 10^5$

Table 2 Design conditions of test apparatus

Contraction ratio	1:4
Pressure ratio	Same as design condition (0.22266 bar)
Reynolds number	$5.4 \times 10^5$ (nozzle inlet)
Blade & nozzle Configuration	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Pin finger type (Root)</li> <li>- Number of blade : 3 EA</li> <li>- Number of blade root : 5 EA</li> <li>- Length of blade : 265.12 mm</li> <li>- Number of nozzle : 5 EA</li> <li>- Max. angle of nozzle : 50 deg</li> </ul>

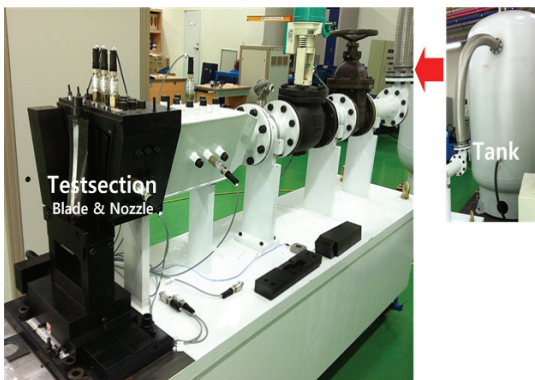


Fig. 2 Apparatus for air-flow testing of blade

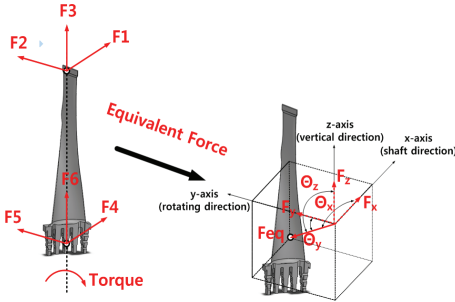
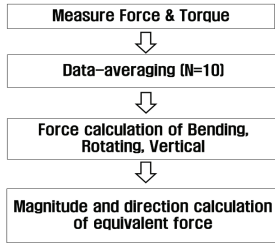


Fig. 5 Calculation of equivalent force

3.2 신호 수집장치 및 신호처리 프로세스

고압 공기에 의해 블레이드가 받는 힘을 측정하기 위하여 Fig. 4와 같이 블레이드 상부와 하부에서 3축 로드셀을 각각 설치하였다. 힘 성분은 Fig. 4와 같이 3방향으로 구분되며, 축과 동일 선상의 축방향 힘( $F_x = F_1 + F_4$ )과 회전방향 힘( $F_y = F_2 + F_5$ ) 및 수직방향 힘( $F_z = F_3 + F_6$ )이 있다. 또한 블레이드 회전력을 측정하기 위해 블레이드 하단 뿌리부에 토크센서(Tq)를 설치하였다. 이외에도 실험 간 노즐 전단과 공기 공급배관 및 공기탱크 압력 상태를 각각 확인하기 위하여 압력 센서를 각각 부착하였다.

각각의 센서에서 측정된 신호들은 DAS(data acquisition system)로 수집되고, 이 연구에서 구하고자 하는 블레이드 위치에 따른 등가 힘의 크기와 방향은 아래 Fig. 5와 같은 프로세스에 따라 구하였다. 힘과 토크 센서에 수집된 신호들은 통계적으로 데이터를 분석하기 위해 10개 데이터 마다 평균화 처리하였으며, 이들 데이터로부터 블레이드의 축방향 힘과 회전방향 힘 및 수직방향 힘을 각각 구하고, 3개 방향 힘 정보들로부터 등가 힘을 계산하여 단일 힘의 크기와 작용 방향을 각각 추출하였다.

$$F_{eq} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \tag{1}$$

블레이드 위치별 시험 마다 위와 같은 프로세스를

Table 3 Test conditions

Inlet angle	Blade moving length
20 deg	0~81 mm (interval=3 mm)
30 deg	0~50 mm (interval=5 mm)
40 deg	0~55 mm (interval=5 mm)

반복적으로 수행하여 등가 힘의 크기와 방향이 어떻게 변화하는지를 분석하였다.

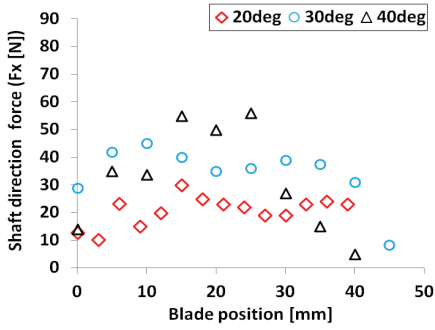
3.3 실험 방법

블레이드 위치 이동에 따른 작용 힘 특성 분석 실험을 위해 노즐 입사각은 현장 노즐 입사각 조건을 고려하여 최소 20°, 30°, 최대 40° 3개의 조건에 대해서 시험하였다. 블레이드 위치 이동은 노즐 입사각 각각에 대해서 노즐과 노즐 사이 피치를 측정하여 블레이드가 완전히 1개 피치를 이동할 때까지 3 mm, 5 mm 간격으로 이동시키며 Table 3과 같이 시험하였다.

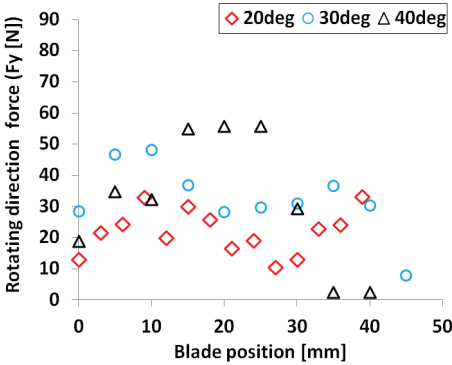
4. 실험 결과 분석

4.1 블레이드 3축 방향 작용 힘 분석

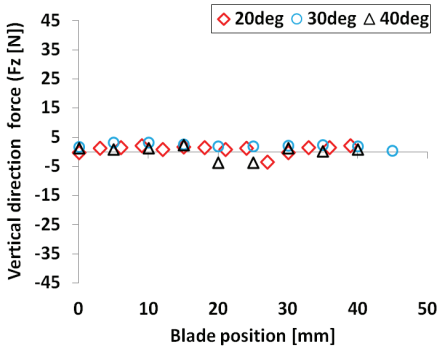
블레이드 작용 등가 힘 특성을 분석하기 위해 노즐 입사각 각각에 대해서 블레이드 위치에 따라 힘 성분( $F_x, F_y, F_z$ )이 어떻게 변화하는지를 분석하였다. Fig. 6은 힘 성분들 각각에 대해서 입사각 별로 나타낸 것으로서, 노즐 입사각과 블레이드 위치에 따라 블레이드가 받는 힘의 크기와 변화 패턴 다르게 나타남을 잘 보여주고 있다. 특히, 노즐 입사각이 커질수록 노즐과 노즐 사이 피치가 작아져 공기 운동량이 집중되고, 블레이드 작용 축방향 힘 성분들이 점차 커진다는 사실을 확인하였다. 또한 블레이드 작용 힘 크기가 점차 증가하였다가 감소하는 사이클 형태의 패턴을 보이고, 노즐 사이 1개 피치를 이동하는 동안 힘 작용 사이클 길이가 점차 작아지는 현상이 나타났다. 이러한 특성은 Murari P. Singh와 William P. Sanders 연구에서 제시한 결과와 잘 일치되는 결과이다. 3축 방향 힘 성분들의 상대적인 크기 변화를 보면, 수직방향 힘과 축방향 힘의 크기는 유사하나, Fig. 7(c)에서 보는 바와 같이 수직방향 힘( $F_z$ )은 수직과 축방향 힘 성분 크기의



(a) Shaft direction force(Fx) at each inlet angle



(b) Rotating direction force(Fy) at each inlet angle



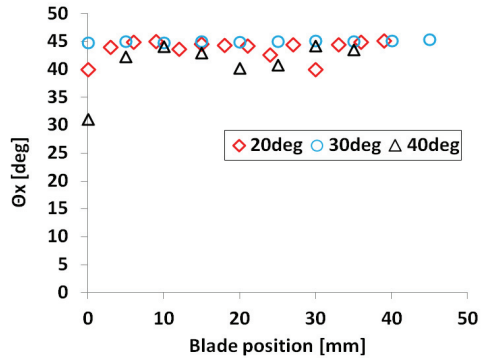
(c) Vertical direction force(Fz) at each inlet angle

**Fig. 6** Blade forces during blade moving(one pitch)

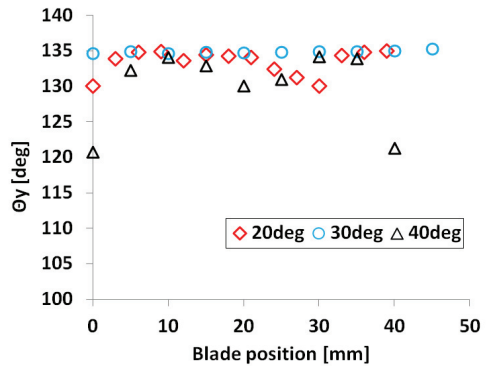
평균 7.5 % 이내에서 매우 작게 작용하였다.

#### 4.2 블레이드 작용 등가 힘 분석

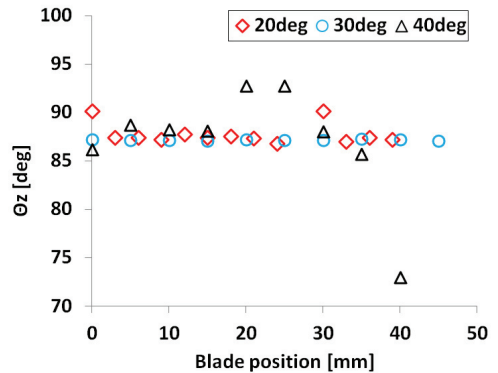
앞서 4.1에서 구한 3축 방향 힘 성분들을 단일 요소로써 나타내기 위해서 등가 힘의 크기와 작용 방향을 각각 계산하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 입사각도 별로 블레이드 위치 이동에 따른 등가 힘의 크기와 작용 방향 변화를 나타낸 것으로서, 등가 힘의



(a) Acting angle of Fx force(from x-axis)



(b) Acting angle of Fy force(from y-axis)



(c) Acting angle of Fz force(from z-axis)

**Fig. 7** Direction of equivalent force

크기 변화는 앞서 Fig. 6에서 보여준 힘 변동 패턴과 거의 유사한 것으로 나타났다. 즉, 블레이드가 노즐과 노즐 사이를 이동할 때마다 반복적인 힘이 블레이드에 가해져 변동 응력이 블레이드에서 지속적으로 작용한다는 것이다. 이러한 결과는 블레이드 고유진동과의 공진 발생으로 과도응력이 블레이드에

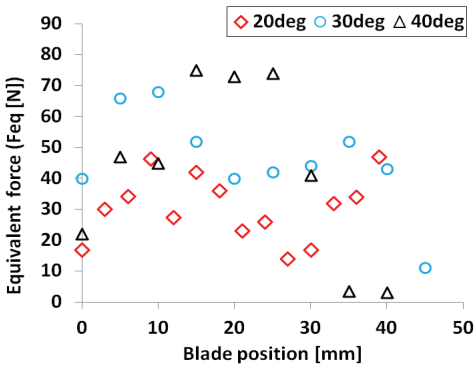


Fig. 8 Magnitude of equivalent force

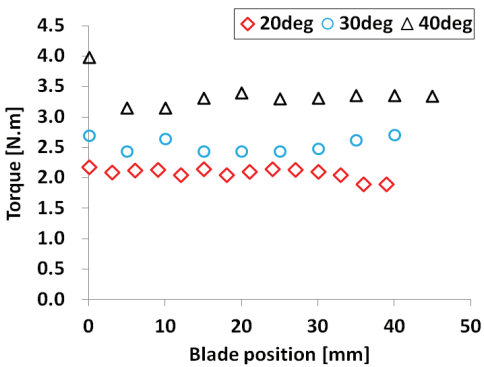


Fig. 9 Magnitude of rotating torque(at each angle)

작용하여 손상이 발생 가능함을 보여주는 것이다. 등가 힘 작용 방향은 입사각에 따라서 약간씩 차이를 보이나  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  각각에서  $40^\circ \sim 45^\circ$ ,  $130^\circ \sim 135^\circ$ ,  $85^\circ \sim 90^\circ$  범위에 분포하여 변동폭이 매우 작으므로 나타났다. 그러므로 등가 힘에 대한 분석을 통해서 블레이드 위치에 따라 힘의 크기는 변화하여도 힘 작용 방향은 거의 변화하지 않는다는 것을 알 수 있다.

### 4.3 블레이드 회전력 분석

Fig. 9는 노즐 입사각과 블레이드 위치에 따른 회전 토크를 나타낸 것으로써, 노즐 입사각이 증가함에 따라서 블레이드에 작용하는 회전력이 커지는 것을 보여주고 있다. 입사각  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$  각각에서 대략적으로 작용하는 토크는 2.1 N.m, 2.5 N.m, 3.3 N.m 정도인 것으로 나타났다. 이는 블레이드로 유입되는 고압 공기가 블레이드를 회전방향으로 미는

힘이 커지기 때문이다. 이러한 사실은 노즐 입사각에 따라 블레이드 작용하는 토크값에 영향으로 작용하는 것을 확인할 수 있으며, 입사각이 부적절할 경우 충분한 토크전달이 되지 않아 설계손실로 작용된다는 것은 Benner 등<sup>(8)</sup>의 연구결과와도 일치한다.

## 5. 결론

이 연구에서는 원전 증기터빈에서 사용되는 저압 터빈 최종단 블레이드의 축소모델을 대상으로 고정된 분사 증기에 의해서 블레이드가 이동하며 받는 힘의 크기와 방향 변화 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 노즐 입사각과 블레이드 위치에 따라 블레이드가 받는 축방향 힘, 회전방향 힘, 수직방향 힘 변화 특성은, 노즐입사각 증가에 따라서 블레이드에 작용하는 축방향 힘의 크기가 점차 증가하고, 블레이드 이동 중 힘의 크기가 증가하였다가 감소하는 힘 변동 패턴이 발생하는 현상을 기존 연구자들이 연구한 결과에 대해 실험을 통해 확인하였다.

(2) 각각의 블레이드 작용 힘 성분들을 단일 등가 힘 성분으로 변환하여 분석한 결과, 등가 힘의 크기는 블레이드가 1개 피치를 이동하는 동안 노즐 시작점에서 증가하였다가 다음번 노즐 근처에서 다시 감소하는 특성과 블레이드가 회전하여도 등가 힘 작용 방향은 변화가 없다는 것을 확인하였다.

(3) 블레이드에 작용하는 회전방향 토크는 설계상대입사각에 접근할수록 회전력 전달이 증가한다.

(4) 이 연구를 통해 블레이드가 회전하는 동안 원주방향으로 배열된 고정 노즐을 통과할 때마다 증기에 의해서 부가되는 힘의 특성을 확인하였으므로, 향후 원자력발전소 터빈 운전 중 증기에 의해 블레이드에 작용하는 스트레스 크기를 예측하는 모델 개발 및 블레이드 손상을 예방하기 위한 터빈 상태감시 방법론 개발에 활용이 가능할 것이다.

## 후 기

이 연구는 지식경제부 원전기술혁신사업의 일부로 수행한 연구과제입니다(과제번호: 2010T1001011052).

## References

(1) Murari, S. and George, L., 2011, *Blade Design & Analysis For Steam Turbine*, McGraw-Hill Professional, New York.

(2) William, P. and Sanders, P., 1999, *Turbine Steam Path Volume1 Maintenance & Repair*, PennWell, Tulsa.

(3) Yang, K. H. and Song, O. S., 2009, Vibration of Dynamic Characteristics of a Low Pressure Turbine Blade with Crack Length, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibrations Engineering*, Vol. 19, No. 12, pp. 1281~1288.

(4) Ha, H. C., Lee, D. J., Ryu, S. J. and Chung, H. C., 2000, Modification and Testing to Prevent the Resonance in a Finger-type Low Pressure Turbine Blade, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference* pp. 612~617.

(5) Ha, H. C., Lee, D. J. and Ryu, S. J., 2001, An Experimental Study for Preventing the Resonance of Steam Turbine Blade, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibrations Engineering*, Vol. 11, No. 3, pp. 410~415.

(6) Petreski, Z. and Tasevski, G. M., 2009, *Blade Group Resonant Stresses FEM Simulations*.

(7) Grunsky, 2001, *Guidelines for Reducing the Time and Cost of Turbine-generator Maintenance Overhauls and Inspections*, Vol7 : Low-Pressure Blade/Disk Design Audits and Inspection Procedures, Final Report.

(8) Benner, M. W., Sjolander, S. A. and Moustaoaha, S. H., 1997, Influence of Leading-edge Geometry on Profile Loss in Turbine as Off-design Incidence : Experimental Results and Improved Correlation, *Journal of Turbomachinery* Vol. 119, No. 2, pp. 193~200.



**Byoung-Hak Lee** received his B.S. degree from Dong-A University, M.S. degree from Busan National University. Since 1984 he has been working with Korea Hydro and Nuclear Power Co., LTD, KHNP. He is working towards

Ph.D. degree in mechanical engineering department at Chungnam National University.