

수력발전소 가이드 베인 저개도율 운전에 따른 가이드 베인 베어링 부싱의 마모 가속효과 평가[§]

김 종 성^{*†} · 김 세 나^{*}

* 순천대학교 기계공학과

Evaluation of Effect of Low Opening Operation on Increasing Wear of Bearing Bushings of Guide Vanes used in Hydropower Plants

Jong Sung Kim^{*†} and Se Na Kim^{**}

* Dept. of Mechanical Engineering, Suncheon Nat'l Univ.

(Received February 27, 2012 ; Revised June 6, 2012 ; Accepted June 6, 2012)

Key Words: Hydropower Plant(수력발전소), Guide Vane(가이드 베인), Wear(마모), Bearing Bushing(베어링 부싱), Ancillary Service(부수적 서비스), Finite Element Method(유한요소법)

초록: 가이드 베인은 수력발전소 수차에 공급되는 물량을 제어하는 핵심적인 역할을 수행한다. 가이드 베인 베어링 부싱에 발생하는 마모와 관련하여 많은 정비 사례들이 보고되고 있다. 수력발전소의 중요 기능인 주파수 조정, 급전 등과 같은 부수적 서비스는 가이드 베인을 작게 열고 운전하는 저개도율 운전을 반복적으로 수행하게 한다. 이러한 저개도율 운전은 가이드 베인 베어링 부싱의 마모율을 증가시키는 것으로 경험적으로 알려져 있다. 본 연구에서는 수력발전소의 가이드 베인 저개도율 운전이 가이드 베인 베어링 부싱의 마모를 가속시키는 효과를 유한요소 유동/응력 해석 및 상대적인 마모 평가를 통해 정량적으로 평가한다. 평가 결과, 가이드 베인 개도율이 작을수록 가이드 베인면에 작용하는 압력이 증가하고 가이드 베인 스템 외면과 베어링 부싱 내면 사이의 접촉길이는 감소하였으며 베어링 부싱 표면에 작용하는 접촉압력이 크게 발생하여 상대적으로 마모량이 증가함을 확인하였다.

Abstract: A guide vane plays a key role in controlling the flow rate of water supplied to the turbine of a hydropower plant. It has been reported that guide vane bearing bushings are subjected to considerable wear, which requires them to be maintained. An ancillary service such as frequency control and black start causes cyclic low opening operation of the guide vanes. It is empirically well known that such operation increases the wear rate of the guide vane bearing bushing. In this study, the effect of low opening operation on the increasing wear of the guide vane bearing bushing is quantitatively assessed via finite element flow analysis, finite element stress analysis, and relative wear evaluation. As a result of the assessment, it is identified that the pressure applied on the guide vane surface increases and the contact length between the outer surface of the guide vane stem and the inner surface of the bearing bushing decreases with a decrease in the opening of the guide vane. In addition, low opening of the guide vanes results in an increase in the relative wear owing to the generation of high contact pressure on the bearing bushing surfaces.

1. 서 론

수력발전이란 높은 곳에 위치하고 있는 하천이나 저수지의 물을 수압관로를 통해 낮은 곳에 있는 수차로 보내 그 물의 힘으로 수차를 돌리고,

그것을 동력으로 하여 수차 축에 연결된 발전기를 회전시켜 전기를 발생시키는 설비이다. 수력발전은 단순한 구조, 높은 효율 및 빠른 응답 특성을 갖는다.⁽¹⁾ 높은 효율과 빠른 응답 특성에 기인하여 일정하게 정격출력을 생산하는 기준 운전인 기저 전력 부하 제공 이외에 부하 추종, 주파수 조정, 무효전력 제공, 전력 저장, 급전 등 부수적(ancillary) 서비스를 제공할 수 있다. 국내 수력발전은 기저 부하 제공 보다는 주파수 조정 운전, 급전 등과 같은 부수적 서비스를 주로 제공하고

§ 이 논문은 2012년도 대한기계학회 재료 및 파괴부문 춘계학술대회(2012. 2. 16.-17., 제주대) 발표논문임

† Corresponding Author, kimjsbat@suncheon.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

있다.⁽²⁾ 수차에 공급되는 물량을 제어하는 핵심적인 역할을 수행하는 가이드 베인의 일부분인 스템들은 베어링 부품을 통해 헤드 커버내 구멍들과 접촉된다. 수력발전소의 가이드 베인 베어링 부위에 발생하는 마모와 관련하여 많은 정비 사례들이 보고되고 있다.⁽³⁾ 부수적 서비스를 수행하기 위해서는 가이드 베인을 작게 열고 운전하는 저개도율운전을 반복적으로 수행하여야 한다. 이러한 저개도율 운전은 가이드 베인 베어링 부품의 마모율을 증가시키는 것으로 경험적으로 알려져 있다.^(4,5) 저개도율 운전에 따른 가이드 베인 베어링 부품의 마모 가속은 수력발전 설비의 잔여수명, 장기적인 운전 정비 계획/비용, 전기 생산 비용 산출 및 수명연장/현대화 계획 수립에 영향을 미친다. 따라서 신뢰성 있고 경제성 있는 운전 정비와 수명연장/현대화 계획 수립, 실제적인 전기 생산 비용 산출을 위해서는 수력발전소의 핵심 기기인 가이드 베인 베어링 부품의 마모를 가속화시키는 저개도율 운전의 영향을 정량적으로 평가하는 것이 필요하다.

수력발전소의 가이드 베인 손상 또는 부수적 서비스와 관련하여 다음과 같은 연구들이 수행되어 왔다. 김종성 등은 수력발전소의 수명연장/현대화 계획 수립 방법론을 개발 제시⁽⁶⁾하였으며 양수발전소의 계획예방정비 주기를 최적화하는 연구⁽⁷⁾를 수행한바 있다. Jones 등은 수력발전소의 주파수 조정 운전 동안 가이드 베인, 조속기 및 수차 등 수력발전 설비의 응답 특성을 평가하는 표준 방법을 개발하였다.⁽⁸⁾ Bario 와 Beral 은 수차 가이드 베인의 압력측과 흡입측 상의 경계층을 측정하여 천 이상태에서의 경계층 변화 경향을 확인하였다.⁽⁹⁾ Mack 등은 전산유체역학을 적용하여 수차 가이드 베인 주위의 속도 및 압력 분포를 도출하여 가이드 베인 표면의 침식 경향을 예측하였다.⁽¹⁰⁾ Gawarkiewicz 와 Wasilczuk 는 실험을 통해 가이드 베인 자기윤활 베어링 재료별 마모 특성을 측정하였다.⁽¹¹⁾ EPRI 에서는 부수적 서비스 제공에 따른 수력발전 설비의 손상 가속효과를 경험적으로 비용 측면에서 평가하는 방법론을 제시하였으나 손상 자체 정량적인 가속효과를 평가하지는 못하였다.⁽⁴⁾ 상기 제시한 바와 같이 가이드 베인 마모를 가속화시키는 저개도율 운전의 영향을 정량적으로 평가한 연구는 없다.

따라서 본 연구에서는 수력발전소의 가이드 베인 저개도율 운전이 가이드 베인 베어링 부품의 마모를 가속시키는 효과를 유한요소 유동/응력 해

석 및 상대적인 마모 평가를 통해 정량적으로 평가하였다.

2. 본 론

2.1 해석 대상

주파수 조정 운전, 급전 기동, 전력 저장 등 다양한 부수적 서비스를 제공하고 상업 운전 이후 27 년이 경과되어 일부 노화현상이 보고되고 있는 국내 A 발전소를 대상으로 선정하였다.^(12,13) 대상 발전소는 총 시설용량은 600MW(300MW×2)이며 6 시간 발전이 가능하다.⁽¹⁴⁾ Table 1 은 대상 발전소 수차 설비의 설계 사양을 제시하고 있다.⁽¹⁴⁾ Table 1 로부터 가이드 베인 자체의 재질은 G5102 SCW 49 탄소강 주장이며 베어링 부품의 재질은 황동임을 알 수 있다.

Fig. 1 과 2 는 대상 발전소 수차 설비의 부속기기인 스파이럴 케이싱(SC : spiral casing), 스테이 베인 (SV : stay vane), 가이드 베인(GV :

Table 1 Specification of turbine in the target hydropower plant

Turbine			
Parts			Unit 1
Spiral Casing (SC)	Inlet Diameter	mm	2820
	Material	JIS	G3101 SS41
Stay Vane (SV)	Number		20
	Width	mm	144.3
	Length	mm	559.6
	Material	JIS	G3106 SM50B
Guide Vane (GV)	Number		20
	Width	mm	555.4
	Length	mm	2391
	Material	JIS	GV:G5102 SCW49 Bushing:Brass
Runner	Blades		6
	Inlet Diameter	mm	5135.2
	Outlet Diameter	mm	3206.9
	Height	mm	1350
	Material	JIS	13Cr-4Ni ALLOY STEEL
Main Shaft	Diameter	mm	1110
	Height	mm	4415.9
	Material	JIS	G3201 SF55A
Draft Tube (DT)	Inlet Diameter	mm	3206.9
	Outlet Diameter	mm	5750
	Length	mm	22600
	Material	JIS	G3101 SS41

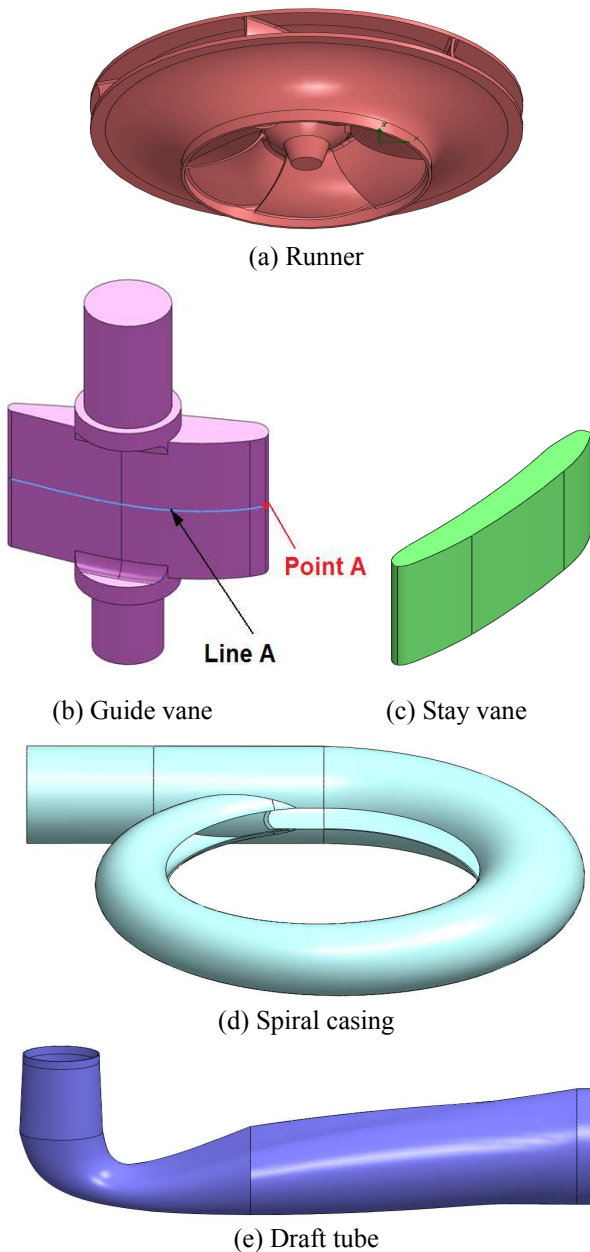


Fig. 1 Three dimensional CAD Models of sub-components in the turbine of the target hydropower plant

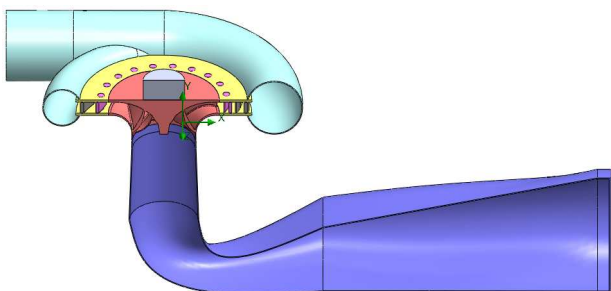


Fig. 2 Three dimensional CAD model of the turbine assembly in the target hydropower plant

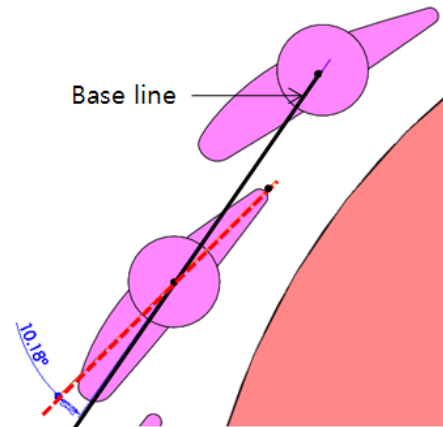


Fig. 3 A representative example for definition of the guide vane opening angle (opening rate 40.7%)

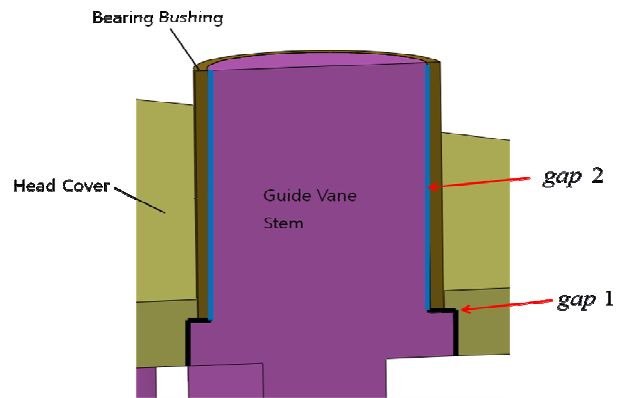


Fig. 4 Gaps between stem and bushing

guide vane), 런너(runner), 흡출관(DT : draft tube)과 이러한 부속기기를 조립한 수차 설비의 3 차원 CAD 모델을 각각 제시하고 있다. CAD 모델의 치수는 도면과 현장 측정을 통해 결정하였다.

Fig. 3 은 가이드 베인 개도율을 정의하는 예 (개도율 40.7%)를 보여주고 있다. 상호 근접 위치한 가이드 베인의 중심점 두개를 잇는 선을 기초선으로 하였을 때, 개도율 100%인 경우 가이드 베인의 날개 끝점과 중심점을 연결한 선분이 가이드 베인 중심점을 잇는 기초선과 이루는 각도는 25°이다. 이를 기준으로 개도율에 따른 가이드 베인의 각도 변화를 계산하였다.

가이드 베인 스템과 수차 헤드 커버내 구멍은 직접 접촉하고 있는 것이 아니라 베어링 부품을 통해 접촉하고 있다. Fig. 4 는 스템, 부품 및 헤드 커버 구멍 사이의 접촉 양상을 보여주고 있다. 관심 부위가 스템 외표면과 접촉하는 부품 내표면이므로 헤드커버 구멍 표면과 부품 외표면 사이의 간극은 고려하지 않았다. 스템 외표면과 부품 내표면 사이의 간극에 대해서는 설계 및

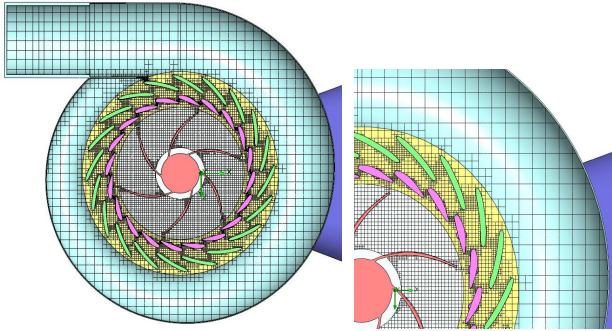


Fig. 5 Finite element model of the turbine for flow analysis

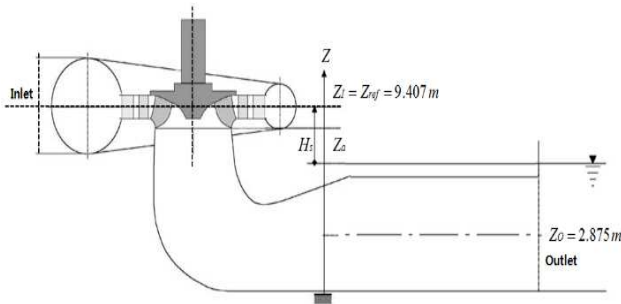


Fig. 6 Locations that the pressure values are assigned for flow analysis

정비 문서에 어떠한 자료도 존재하지 않았다. 따라서 Fig. 4 에서 보이는 바와 같이 두 가지 종류의 간극(간극 1 : 스템 턱과 부싱 끝단 사이의 간극, 간극 2 : 스템 외표면과 부싱 내표면 사이의 간극)을 고려하였는데 최대 접촉압력에 대한 간극들 크기가 미치는 영향을 분석하였다.

2.2 유동 해석

Fig. 5 는 유동 해석에 사용된 유한요소 모델이다. 유한요소 특성은 3 차원 8 절점 요소를 사용하였고 요소 수는 691,158 개이다. Fig. 5 에 보이는 바와 같이 유체 흐름에 주요한 영향을 미친다고 판단되는 러너 블레이드와 가이드 베인, 스테이 베인 주위 부분은 좀 더 세밀하게 모델링하였다.

가이드 베인 개도율에 따른 각 해석조건 별 유동해석 경계조건과 압력 지정 위치는 Table 2 와 Fig. 6 에 제시하고 있다. Table 2 에 제시된 값들은 대상 발전소에서 실시간 온라인 감시되는 값들이다.

상용 유한요소 해석 프로그램인 Solidworks⁽¹⁵⁾를 이용하여 유동 해석을 수행하였다. Standard k-ε 난류모델을 채택하였으며 가이드 베인 개도율과 경계조건이 시간에 대해 일정한 정상상태 해석을 수행하였다. 유체와 고체 표면 사이의 조건은 non-slip 조건이라고 가정하였다.

Table 2 Boundary conditions for flow analysis

Case	GV Opening (%)	Effective Head (m)	Inlet Total Pressure (kPa)	Outlet Total Pressure (kPa)	Runner Rotational Speed (rpm)
1	13.8	340.34	3726.53	341.5	300
2	30.0	340.34	3726.53	341.5	300
3	40.7	334.70	3645.43	361.96	292
4	53.8	331.30	3624.83	371.08	297
5	70.4	324.50	3574.72	392.07	299

Table 3 Comparison the FEA flow rates with the experimental flow rates

Case	GV Opening (%)	Experimental Flow Rate (m ³ /s)	FEA Flow Rate (m ³ /s)	Relative Differences (%)
4	53.8	87.300	94.962	8.78
5	70.4	107.260	101.265	5.59

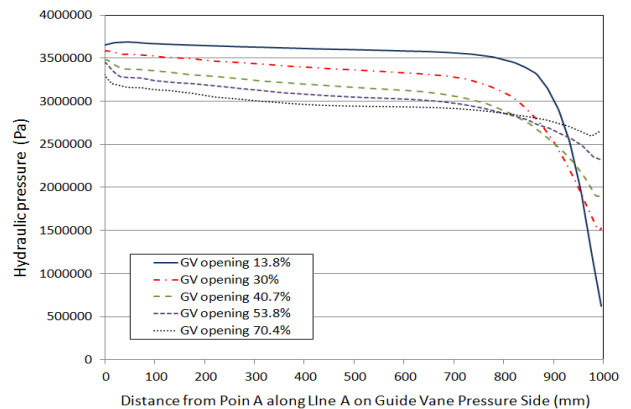
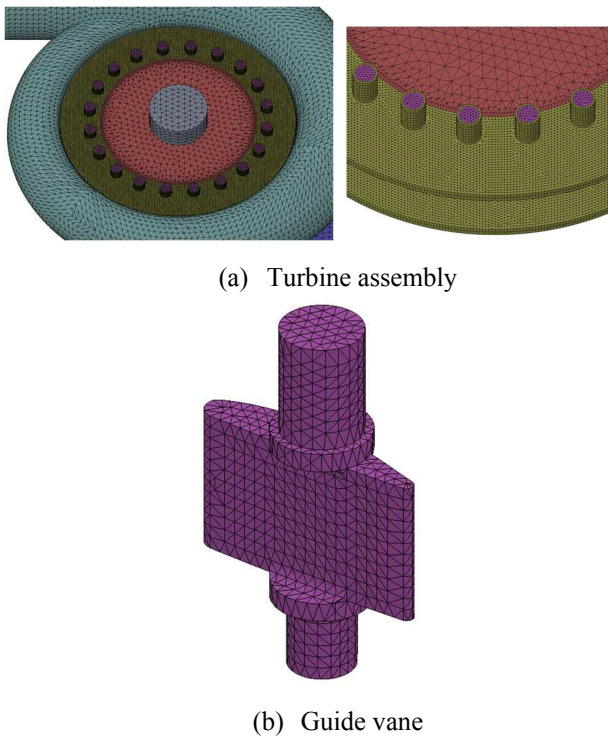


Fig. 7 Variation of pressure distributions along line A and B on pressure side of the guide vane vs. the guide vane opening rate

유동해석의 타당성 검증을 위해 유동해석을 통해 계산된 유동 속도를 대상 발전소 1 호기 수차에 대해 제작사인 Hitachi 에서 2010 년 유량을 차압법에 의해 정밀 측정된 유동 속도⁽¹³⁾와 비교하였다. Table 3 은 해석에 의해 계산된 유동 속도, 차압법에 의해 측정된 유동 속도 및 상대 차이를 제시하고 있다. Table 3 으로부터 상대 차이가 최대 9% 미만으로 유한해석 유동 해석은 측정결과와 잘 일치하는 결과를 도출함을 알 수



(a) Turbine assembly

(b) Guide vane

Fig. 8 Finite element model of the turbine and guide vane for flow analysis

있다. 이러한 차이는 주로 상세 제작 도면의 미확보에 기인하는 국부 형상 차이에 기인한다고 판단된다. 측정 결과와의 비교를 통해 유한요소 유동해석 결과가 타당함을 알 수 있다.

Fig. 7 은 Fig. 1 에 제시된 가이드 베인 압력측상의 Line A 에 따른 압력분포를 가이드 베인 개도율에 따라 제시하고 있다. Fig. 7 에서 보이는 바와 같이 가이드 베인 개도율이 작아질수록 가이드 베인 압력측에 작용하는 압력분포는 증가함을 알 수 있다. 이러한 이유는 가이드 베인을 작게 열수록 유동 저항이 증가하여 가이드 베인 압력측에 보다 큰 압력이 발생하기 때문으로 판단된다.

2.3 응력 해석

Fig. 8 은 응력 해석에 사용된 유한요소 모델이다. 유한요소 특성은 3 차원 Tetra 8 절점 요소를 사용하였고 요소 수는 688,035 개이다. 관심 부위가 스템 외표면과 접촉하는 부싱 내표면이므로 헤드커버 구멍 표면과 부싱 외표면은 절점을 공유하도록 모델링하였다.

유동 해석을 통해 얻어진 가이드 베인 표면의 압력 값을 하중 조건으로 작용시켰다. 발전기와 연결되는 수차 축 상단 표면 중심과 콘크리트에

Table 4 Material properties for each sub-component

Sub-component	Material (JIS)	Young's modulus	Poisson's ratio	
Spiral Casing, Draft Tube, Head Cover	G3101 SS41	200GPa	0.32	
Stay Vane	G3106 SM50B	205GPa	0.29	
Guide Vane	Stem & Surface	G5102 SCW49	200GPa	0.32
	Bushing	Brass	115GPa	0.30
Runner	13Cr-4Ni Alloy Steel	205GPa	0.29	
Main Shaft	G3201 SF55A	200GPa	0.32	

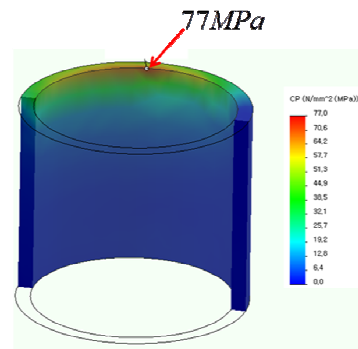


Fig. 9 Contact pressure distribution of the case 3 with the gap 1 of 1mm and the gap 2 of 0mm

매설되어 있는 흡출관, 스파이럴 케이싱 외표면 부위의 모든 변위 성분들을 고정시켰다. 조속기 작동기구와 연결되어 자유도가 제한되는 가이드 베인 스템 축 상하단 중심의 모든 변위를 고정시켰다.

Table 4 는 응력해석을 위해 사용된 탄성계수와 프와송 비를 제시하고 있다.

Solidworks를 이용하여 유한요소 선형 탄성 응력 해석을 수행하였다. 스템 외표면을 Master Surface로, 부싱 내표면을 Slave Surface로 선정하여 접촉 조건을 부가하였다.

Fig. 9 는 개도율 40.7%인 경우 3(간극 1 과 2 가 각각 1mm 와 0mm)의 부싱 내표면 상의 접촉압력 분포를 제시하고 있다. Fig. 9 에서 보이는 바와 같이 부싱 끝단 표면에서 최대 접촉압력 77.0MPa 이 발생함을 알 수 있다. 부싱 끝단에 근접한 내표면에서 마모가 주로 발생하는 정비 이력⁽¹²⁾으로부터 본 해석 결과가 타당함을 알 수 있다.

Table 5 는 개도율 40.7%인 경우 3 에 대해 부싱 내표면 상에 발생하는 최대 접촉압력값 변화를

Table 5 Variation of the maximum contact pressure value on the bushing inner surface vs. distances of the gaps for the case 3 with guide vane opening percentage 40.7%

Gap 1	Gap 2	Max. contact pressure (MPa)
0.5	0.0	77.5
1.0	0.0	77.0
1.0	0.5	78.2

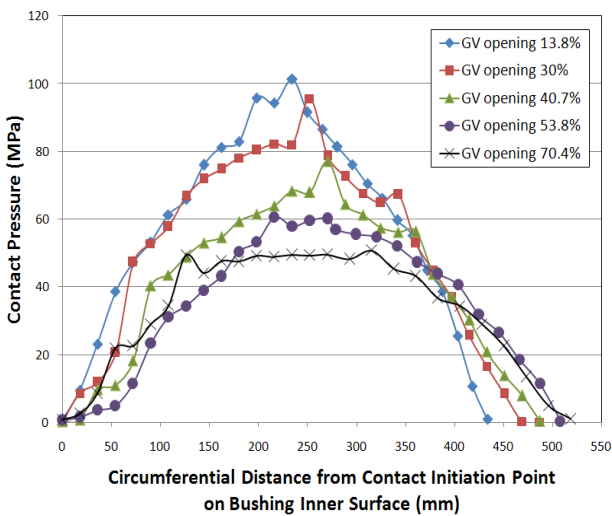


Fig. 10 Variation of the contact pressure distributions along the circumferential distance from contact initiation point on the bushing inner surface vs. the guide vane opening percentage for the gap1 of 1mm and the gap 2 of 0mm

간극 1, 2 의 변화에 따라 제시하고 있다. Table 5 로부터 두가지 간극 모두 최대 접촉압력값에 미치는 영향은 미미함을 알 수 있다.

Fig. 10 은 간극 1 과 2 를 각각 1mm 와 0mm 로 가정한 경우, 가이드 개도율 변화에 따른 베어링 부싱 내표면 상 최초 접촉지점으로 부터의 원주방향 거리에 따른 접촉압력 분포의 변화를 보여주고 있다. Fig. 10 으로부터 가이드 개도율이 작아질수록 부싱 내표면 상의 접촉 길이는 짧아지는 반면 최대 접촉압력값은 증가함을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 7 에 제시한 바와 같이 가이드 베인 개도율이 작아질수록 가이드 베인면에 작용하는 압력이 증가하기 때문이다.

Fig. 11 은 간극 1 과 2 를 각각 1mm 와 0mm 로 가정한 경우, 가이드 개도율 변화에 따른 베어링 부싱 내표면 상의 최대 접촉압력값 변화를 보여주고 있다. Fig. 11 로부터 가이드 개도율이 작아질수록 부싱 내표면 상의 최대 접촉압력값은

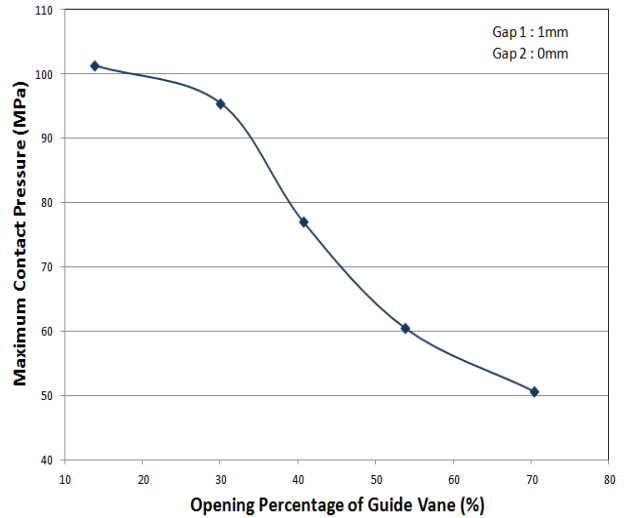


Fig. 11 Variation of the maximum contact pressure value on the bushing inner surface vs. the guide vane opening percentage for the gap 1 of 1mm and the gap 2 of 0mm

증가함을 알 수 있다. 이러한 경향은 Fig. 7 에 제시한 바와 같이 가이드 베인 개도율이 작아질수록 가이드 베인면에 작용하는 압력이 증가하기 때문이다. 또한, 개도율 변화에 따른 가이드 베인면 작용 압력의 변화 정도에 비하여 개도율 변화에 따른 최대 접촉압력 값의 변화 정도가 큼을 알 수 있다. 이러한 이유는 Fig. 10 에 나타난 바와 같이 개도율이 작아질수록 가이드 베인면의 압력은 증가할 뿐만 아니라 접촉길이는 감소하기 때문이다.

2.4 마모 가속효과 평가

마모량은 접촉압력, 미끄럼 거리, 재료의 마모율에 비례한다는 수식 (1)⁽¹¹⁾을 이용하여 가이드 베인 저개도율에 따른 마모 가속효과를 평가하였는데 Fig. 11 에 제시된 가이드 베인 개도율에 따른 최대 접촉압력 값들을 식 (1)에 대입하여 도출된 수식을 최대 개도율 70.4%인 경우 5 에 대한 수식으로 정규화시켰다.

$$w = kS_r p \tag{1}$$

여기서 w 는 선형 마모량(m), k 는 재료의 마모율 (m^2/N), S_r 은 실제 미끄럼 거리(m), p 는 접촉압력(Pa)이다.

재료가 동일하면 재료 마모율은 동일할 것이다. 또한, 일정 개도율로 설정 운전하면 조속기 계통 사양에 제시된 작은 일정 크기의 정확도 (최대 개도율의 $\pm 1\%$ ⁽¹⁴⁾) 내에서 가이드 베인 개도율이

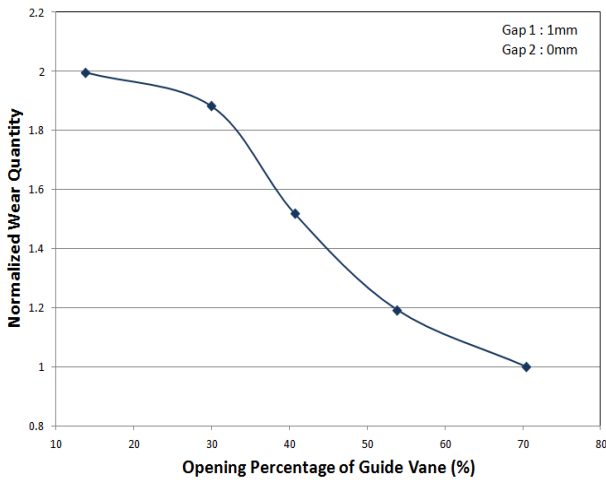


Fig. 12 Normalized wear quantity of the guide vane bearing bushing vs. the guide vane opening percentage for the gap 1 of 1mm and the gap 2 of 0mm

제어된다. 이러한 정확도 한도 내에서의 가이드 베인 개도율 변동은 유체 유량을 변화시켜 정상상태 진동을 발생시킨다. 이러한 정상상태 진동으로 인해 미끄럼이 발생하며 미끄럼 거리는 일정 개도율 정상 운전시 발생하는 마모량과 밀접한 관련이 있다. 가이드 베인 개도율의 제어 정확도가 개별 개도율에 무관하게 설정되므로 정상상태 진동에 의한 미끄럼 거리는 개도율의 크기에 큰 영향을 받지 않을 것으로 판단된다.

이렇게 정규화된 값들은 접촉압력을 제외한 조건들(재료 마모율, 미끄럼 거리)이 동일하다고 가정하였을 때 최대 개도율 70.4%인 경우 5의 마모량 대비 상대적인 마모량의 크기를 의미한다.

Fig. 12는 간극 1과 2를 각각 1mm와 0mm로 가정한 경우, 가이드 베인 개도율에 따른 정규화된 마모 변화를 제시하고 있다. Fig. 12로부터 가이드 베인 개도율이 감소할수록 정규화 된 마모량은 증가함을 알 수 있다. 개도율 13.8%의 경우 70.4%의 경우와 비교시, 동일한 재질과 미끄럼 거리라면 마모량이 약 2배 정도 증가함을 알 수 있다. 즉, 주파수 조정운전, 급전 등 부수적 서비스 제공에 따라 가이드 베인 저개도율 운전이 빈번하게 오랫동안 발생 할수록 기준 운전 경우 보다 가이드 베인 베어링 부싱의 마모량은 증가할 것으로 예상된다.

3. 결론

수력발전소의 가이드 베인 저개도율 운전이 가이드 베인 베어링 부싱의 마모를 가속시키는 효과를 정량적으로 평가한 결과, 다음과 같은 결론을

도출하였다.

(1) 측정 결과 및 정비 이력과의 비교를 통해 유한요소 유동 및 응력 해석 결과가 타당함을 확인하였음.

(2) 가이드 베인 개도율이 감소할수록 가이드 압력측에 작용하는 최대 압력값, 부싱 내표면 상의 최대 접촉압력값 및 정규화된 마모량은 증가함.

(3) 가이드 베인 저개도율 운전이 빈번하게 오랫동안 발생 할수록 기준 운전 경우 보다 가이드 베인 베어링 부싱의 마모량은 증가할 것임.

후 기

본 연구는 지식경제부의 지원에 의하여 기초전력연구원(2010T100100676) 주관으로 수행된 과제임.

참고문헌

- (1) Korea Electric Power Corporation, 2004, Practices of Hydropower Plant.
- (2) Korea Electric Power Corporation and Korea Nuclear & Hydraulic Company, 1996~2006, Annual Reports for Hydropower plants.
- (3) Korea Electric Power Corporation and Korea Nuclear & Hydraulic Company, 1996~2010, Preventative Maintenance Reports for Hydropower plants.
- (4) EPRI, 2001, Hydropower Technology Roundup Report: Accommodating Wear and Tear Effects on Hydroelectric Facilities Operating to Provide Ancillary Services, EPRI TR-113584-Vol.4.
- (5) EPRI, 1984, Hydropower Reliability Study, EPRI EM-3435.
- (6) Kim, J.S., Kwon, H.C., Song, B.H., and Kwon, C.S., 2009, "Development and Application of the Methodology to Establish Life Extension and Modernization Plan of Aged Hydropower Plants," *Trans. of the KSME (A)*, Vol.33, No.10, pp.991~1186.
- (7) Kim, J.S., 2010, "Optimization of Preventative Maintenance Cycle for Equipments of Pumped-Storage Power Plant by Taking into Account Reliability and Economical Efficiency," *Trans. of the KSME (A)*, Vol.34, No.9, pp.1137~1338.
- (8) Jones, D.I., Mansoor, S.P., Aris, F.C., Jones, G.R., Bradley, D.A., and King, D.J., 2004, "A Standard Method for Specifying the Response of Hydroelectric Plant in Frequency-Control Mode," *Electric Power System Research*, Vol.68, pp.19~32.
- (9) Bario, F. and Beral, C., 1998, "Boundary Layer Measurements on the Pressure and Suction Sides of a Turbine Inlet Guide Vane," *Experimental Thermal and*

- Fluid Science*, Vol.17, pp.1~9.
- (10) Mack, R., Drtina, P., and Lang, E., 1999, "Numerical Prediction of Erosion on Guide Vanes and in Labyrinth Seals in Hydraulic Turbines," *Wear*, Vol.233-235, pp.685~691.
- (11) Gawarkiewicz, R. and Wasilczuk, M., 2007, "Wear Measurements of Self-Lubricating Bearing Materials in Small Oscillatory Movement," *Wear*, Vol.263, pp.458~462.
- (12) Korea Western Electric Power Company, 1990~2010, Preventative Maintenance Reports for Samrangjin Unit 1 & 2.
- (13) Hitachi and Korea Tsukuba, 2010, Precision Diagnosis and Lifetime Assessment Report for Samrangjin Unit 1.
- (14) Hitachi, 1984, Instruction Manuals for Pumped-Turbine of Samrangjin Unit 1 & 2.
- (15) Dassault Systems, 2010, Solidworks User's Manuals, Ver.6.10.